This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

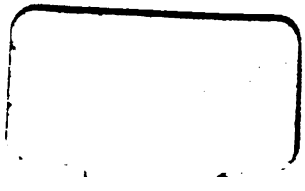
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

General Library System
University of Wisconsin-Madison
728 State Street
Madison, WI 53706-1494
U.S.A.



Leitfaden

des

Maschinenbaues

für

Vorträge sowie zum Selbststudium

für angehende Techniker, Maschinenzeichner, Constructeure
und technische Beamte industrieller Etablissements.

Von

Josef Pechan,

Ritter des Franz Josef-Ordens,
Maschinen-Ingenieur, Professor für Maschinenbau, Maschinenzeichnen und mechanische Technologie,
Fachvorstand der mechanisch-technischen Abtheilung an der k. k. Staats-Gewerbeschule in Reichenberg,
s. Z. Chef-Ingenieur der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik in Wien und der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883, ꝛc. ꝛc.

Dritte Abtheilung:

Werkzeugmaschinen und Transmissionen.

Mit 43 Figurentafeln.

Reichenberg.
Verlag von J. Fritsche.
1889.

Alle Rechte vorbehalten.

20187
TC
P33
3

Vorwort.

Diese dritte Abtheilung, mit welcher der „Leitfaden des Maschinenbaues" abgeschlossen erscheint, entspricht den vom Verfasser im Vorwort zur ersten Abtheilung ausgesprochenen Grundsätzen. Sie umfasst die Construction der Werkzeugmaschinen insoweit als dem Verfasser auf Grund seiner mehrjährigen Praxis im Werkzeugmaschinenbau die Zurechtlegung von Constructionsregeln gelungen ist, jedoch nur in dem Umfange, welcher dem Zwecke dieses Lehrbuches entspricht. Der Betrieb der hier in Betracht stehenden Werkzeugmaschinen erfolgt mittels Riemen von den Transmissionen. Diejenigen großen Blechscheren und Materialscheren, bei welchen eine besondere Dampfmaschine am Ständer montiert ist, oder welche durch Wasserdruck bethätigt werden (Dampfscheren, Hydraulische Scheren), gehören in das Gebiet der Maschinen für das Hüttenwesen und kommen hier nicht besonders in Betracht. Da mithin zum Betrieb der Werkzeugmaschinen Transmissionen erforderlich sind, so erscheinen auch diese an geeigneter Stelle behandelt.

Die Arbeitsprocesse, zu deren Ausführung die Werkzeugmaschinen in Anwendung kommen, und die Arten der für bestimmte Arbeitsprocesse dienenden Werkzeugmaschinen, sowie die diesen Arbeitsprocessen entsprechende allgemeine Einrichtung derselben, sind Gegenstand der mechanischen Technologie. Gegenstand des Maschinenbaues hingegen ist die Construction der Werkzeugmaschinen.

Es sind deshalb hier einzelne Arten der Werkzeugmaschinen nur insoweit in Betracht gezogen und durch die Zeichnung zur Darstellung gebracht, als es nothwendig erscheint, Beispiele für die Anwendung eines allgemeinen Constructions-Principes aufzuführen; dagegen ist die Detail-

construction dem Zwecke des vorliegenden Werkes entsprechend ausführlich behandelt, die Skizzen sind den Ausführungen der hervorragendsten Werkzeugmaschinenfabriken Amerikas, Englands und des Continentes entnommen. Der größere Theil entstammt der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik von Reinhard Fernau & Co. in Wien, in welcher der Verfasser selbst durch 6 Jahre thätig war.

Der Verfasser ergreift die sich hier bietende Gelegenheit, seines Lehrmeisters im Werkzeugmaschinenbau, Herrn Professor Carl Pfaff, dankbar zu gedenken, dessen Constructionen den ausgezeichneten Ruf der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik auf dem Gebiete des Werkzeugmaschinenbaues begründeten.

Hinsichlich der bereits vorhandenen Literatur über Werkzeugmaschinen verweist der Verfasser auf den, wie in den beiden vorhergegangenen Abtheilungen dieses Werkes, am Schlusse beigefügten Literaturnachweis.

Bezüglich hier zur Anwendung gebrachter, bereits in der ersten oder zweiten Abtheilung enthaltener Angaben ist durch Anführung der Seitenzahlen dorthin verwiesen, und zwar bezeichnet P. I. „Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. Erste Abtheilung" und P. II. „Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. Zweite Abtheilung."

Es sind in dieser dritten Abtheilung genau dieselben Maßbezeichnungen eingehalten und der gewonnenen Erfahrung zu Folge dieselben Lettern angewendet, wie in der inzwischen erschienenen zweiten Auflage der ersten Abtheilung. Die durchgerechneten Beispiele sind wieder durchwegs praktischen Ausführungen entsprechend.

Der behandelte Gegenstand bedingt das wiederholte Aufsuchen derselben Erläuterungsfiguren und es erschien deshalb am zweckmäßigsten, gar keine Figuren in den Text zu drucken, sondern alle zu Figurentafeln zusammen zu stellen, welche gesondert eingebunden ein rasches Nachschlagen ermöglichen.

Wenn schon die Bearbeitung der ersten und zweiten Abtheilung dieses Werkes mit Rücksicht auf den Zweck desselben, und die dadurch auferlegte Beschränkung schwierig war, so war die Bearbeitung dieser dritten Abtheilung es noch in höherem Maße, denn für die Art der

Behandlung des Stoffes konnte der Verfasser nur seiner Erfahrung über die seitens der Schule und Praxis gestellten Anforderungen folgen, weil das vorliegende Werk bis zur Gegenwart das einzige ist, welches die Werkzeugmaschinen vom Standpunkte eines Lehrbuches des Maschinenbaues behandelt. Der Verfasser glaubt nun sich der Hoffnung hingeben zu dürfen, dass es ihm gelungen sei, in möglichst knapper und kurzer Form, mit Vermeidung der im Hinblick auf die außerordentliche Mannigfaltigkeit der Arten der Werkzeugmaschinen leicht einfließenden Weitläufigkeit, die gestellte Aufgabe der Schaffung eines *Lehrbuches für den Werkzeugmaschinenbau* zweckentsprechend zu lösen.

Mit dem Bewusstsein, die ehrenvolle Anerkennung, welche die beiden vorhergegangenen Abtheilungen dieses Werkes allenthalben in den Kreisen der Fachgenossen gefunden, durch eifrige Arbeit errungen zu haben, dankt der Verfasser für die seiner Arbeit bisher zu Theil gewordene freundliche Aufnahme und wohlwollende Beurtheilung und glaubt der Erwartung Ausdruck geben zu dürfen, dass solche auch dieser dritten Abtheilung in gleichem Maße zukommen werde.

Reichenberg, im Mai 1889.

Der Verfasser.

Inhalt.

Dritte Abtheilung

Werkzeugmaschinen und Transmissionen.

Seite

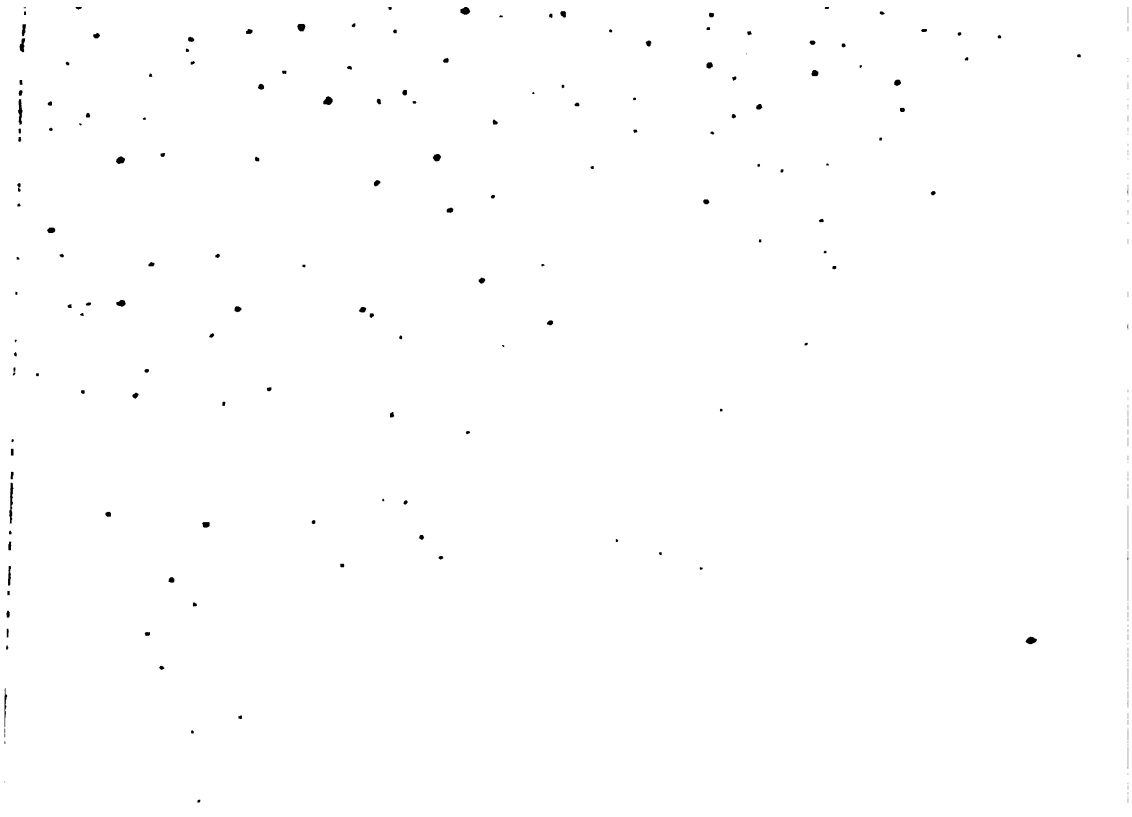
Vorbemerkung 3
Haupttheile der Werkzeugmaschinen 3
Zweck und Arten der Antriebe 8
Haupttheile der Antriebe 12
I. Antriebe mit rotierender Spindel 12
1. Antrieb mit rotierender Spindel und darauf montierter einfacher Riemenscheibe 12
2. Antrieb mit rotierender Spindel und darauf montierter fester und loser Riemenscheibe 18
3. Antrieb mit rotierender Spindel, Fest- und Losscheibe und fixer Räderübersetzung 21
4. Antrieb mit rotierender Spindel, Fest- und Losscheibe und auswechselbarer Räderübersetzung 21
5. Antrieb mit rotierender Spindel und Stufenscheiben 21
6. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben und fixer Räderübersetzung 23
7. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben und auswechselbarer Räderübersetzung 27
8. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben und ausrückbarem Rädervorgelege und eventuell mit fixer Räderübersetzung 29
9. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben, ausrückbarem Rädervorgelege und auswechselbarer Räderübersetzung 38
II. Zahnstangenantrieb 40
III. Schraubenantrieb 45
IV. Kurbelantrieb 47
V. Hebelantrieb 51
VI. Antrieb mit rotierender Kurbelschleife 52
VII. Antrieb mit oscillierender Kreuzschleife 55
VIII. Antrieb mit schwingendem Werkzeug 56
IX. Combinierte Antriebe 57

Seite

Zweck und Arten der Steuerungen 62
Haupttheile der Steuerungen 63
I. Selbstthätige stetige Steuerung 63
II. Selbstthätige ruckweise Steuerung 73
III. Handsteuerung 75
Einspannvorrichtungen 76
Gestelle 93
Spindellagerung 94
Prismenführung 99
Aufspannschlitze 101
Riemenabsteller 102
Schutzvorrichtungen 105
Schmiernuthen und Schmiervorrichtungen 106
Geschwindigkeitsverhältnisse der Werkzeugmaschinen 108
Geschwindigkeitsdiagramme der Werkzeugmaschinen 116
Dimensionsbestimmung der Werkzeugmaschinen 164
Herstellung der Werkzeugmaschinen 184
Gangprobe der Werkzeugmaschinen 187
Anlage und Montierung der Transmissionen 189
Anforderungen des Betriebes 191
Literaturnachweis 194

Dritte Abtheilung.

Werkzeugmaschinen und Transmissionen.



Vorbemerkung.

Werkzeugmaschinen nennen wir solche Maschinen, welche zur Bearbeitung des Holzes und der Metalle durch Lostrennen von Spänen dienen. Bei denselben kommt es immer darauf an, die Lostrennung der Späne mit einer bestimmten Geschwindigkeit auszuführen. Diese Geschwindigkeit wird im Hinblick auf die schneidende Wirkung des Werkzeuges die Schnittgeschwindigkeit genannt.

Behufs rascher Arbeitslieferung wird eine möglichst große Schnittgeschwindigkeit anzustreben sein. Durch die in Folge der Reibung bedingte Abnützung und Erwärmung des Werkzeuges ergibt sich eine zulässige maximale Schnittgeschwindigkeit, welche von dem zu bearbeitenden Material und von der Art des Arbeitsvorganges abhängt. Bei den Schleifmaschinen zur Metallbearbeitung und bei manchen Holzbearbeitungsmaschinen mit rotierendem Werkzeug wird die auftretende Centrifugalkraft für die zulässige maximale Schnittgeschwindigkeit maßgebend.

Die Verschiebung des Werkzeuges oder des Arbeitsstückes senkrecht zur Schnittrichtung, behufs Flächenbearbeitung — Vorschub, Zuschiebung, Fortrückung, Schaltung oder Steuerung genannt — erfolgt in einer dem Zwecke der Bearbeitung entsprechenden Größe. Das in der Werkzeugmaschine verwendete schneidende Werkzeug erhält eine dem jeweiligen Arbeitsvorgange und überdies in den Schneideelementen dem zu bearbeitenden Material angepasste Form.

Haupttheile der Werkzeugmaschinen.

So mannigfaltig auch die Arten der Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung der Metalle und des Holzes sind, lassen sich selbe doch in gewisse Haupttheile oder Mechanismen zergliedern, deren gesonderte Betrachtung leicht einen Überblick über den ganzen Bau der Werkzeugmaschinen gewinnen läßt. Als Ausgangspunkte dienen hiefür zunächst

die beiden für die Ausführung der Bearbeitung erforderlichen Bewegungen des Werkzeuges, beziehungsweise des zu bearbeitenden Stückes, welches auch kurz das Arbeitsstück genannt wird. Wir verfolgen also zunächst die Schnittbewegung und fassen alle zur Ausführung derselben erforderlichen Theile der Maschine, nämlich Riemenscheiben, Stufenscheiben, Achsen, Räder, Kurbeln, Schleifen 2c. zusammen als Antrieb oder Antriebsmechanismus. Sodann verfolgen wir alle für die Ausführung der Steuerungs- oder Schaltbewegung vorhandenen, beziehungsweise erforderlichen Theile und fassen dieselben zusammen als Steuerung oder Steuerungsmechanismus. Hiermit sind die wesentlichen, während des Arbeitsvorganges regelmäßige Bewegungen ausführenden Theile der Werkzeugmaschine ermittelt. Es erübrigt nun noch die Betrachtung der Vorrichtungen zum Einspannen oder Aufspannen und Einstellen, Zustellen oder Anstellen des Werkzeuges und des Arbeitsstückes, kurzweg Einspannvorrichtungen genannt, welche als weitere Haupttheile einer Werkzeugmaschine zu bezeichnen sind. Um endlich alle diese Theile zur Maschine zu vereinigen, kommt noch ein Maschinentheil in Betracht, welcher zumeist der größte und schwerste, mitunter auch der complicierteste Theil der ganzen Maschine ist und je nach seiner Form und Aufstellung Ständer, Gestelle, Bett, Wange, Fundamentplatte, Fundamentrahmen oder Wandplatte genannt wird.

In manchen Fällen ist es der complicierten Form wegen erforderlich, dieses Verbindungsglied selbst aus mehreren Theilen herzustellen. Es besitzt dann die Maschine außer einem Ständer auch noch eine Fundamentplatte 2c. Um die Wange oder das Bett in die für den die Maschine bedienenden Arbeiter passende Höhe zu bringen, werden diese Theile auf darunter gestellte Füße von entsprechender Höhe aufgeschraubt. Mitunter werden diese Füße auch gleich mit der Wange oder dem Bett in einem Stück gegossen. Ständer und als Füße dienende Wangenuntersätze werden gegenwärtig wo möglich zumeist als Hohlguss ausgeführt und mit einer seitlichen Thüre versehen als Werkzeugkasten ausgestaltet.

Außer den genannten Maschinentheilen, beziehungsweise Mechanismen, welche behufs Ausführung des jeweiligen Arbeitsprozesses erforderlich erscheinen, kommen bei neueren Ausführungen noch besondere Vorrichtungen zum Schutze der Arbeiter vor. Als solche Schutzvorrichtungen sind insbesondere die Umhüllungen der Zahnräder anzuführen.

Mit Zuhilfenahme dieser im Folgenden der weiteren Behandlung des Stoffes zu Grunde gelegten Zergliederung einer Werkzeugmaschine ist es möglich, einen Überblick über das gesammte außerordentlich umfangreiche Gebiet des Werkzeugmaschinenbaues zu gewinnen und eventuell auch für neue Arbeitsprocesse neue, den jeweiligen Anforderungen entsprechende Maschinen zu bauen. Es kommen hierbei in erster Linie die kinematischen Verhältnisse der auszuführenden Bewegungen mit Rücksicht auf die beabsichtigten Geschwindigkeits-Verhältnisse in Betracht, welche sich theoretisch bestimmen lassen und das geometrische Gerippe der Maschine feststellen. Hieran schließt sich die Bestimmung der erforderlichen Dimensionen, welche von der Größe der Arbeitsstücke und der beabsichtigten Spanstärke abhängen. Die Festigkeitsdimensionen werden zumeist dem durch die Erfahrung ausgebildeten Gefühle entsprechend angenommen und gegenseitig verhältnismäßig derart ausgeführt, dass bei bestimmter zulässiger Beanspruchung eines durch die Erfahrung dimensionierten Theiles auch die übrigen gleichzeitig beanspruchten Theile ebenfalls nur zulässige Beanspruchungen erleiden. Nur in denjenigen Fällen, in welchen Kräfte von bekannter Größe in bestimmter Richtung wirken, werden die Festigkeitsdimensionen, mit Zuhilfenahme aus guten Ausführungen entnommener Werte für die zulässige Beanspruchung S in kg pro. 1 mm^2 in der stärkst gespannten Faser, direct nach bekannten Regeln der Festigkeitslehre berechnet.

Die Achsen, Wellen und Spindeln mittlerer Größe werden gewöhnlich entweder aus Schmiedeisen oder aus Bessemerstahl weicher Sorte hergestellt, kleine und mittelgroße Drehbankspindeln werden oft aus Gussstahl und große Drehbankspindeln, wie z. B. jene der großen Plan- und Räderbänke, werden gewöhnlich hohl aus Gusseisen hergestellt.

Die Lagerschalen bei offenen Lagern und die geschlossenen Lagerbüchsen werden gewöhnlich aus Rothguss (Metall) hergestellt und in die zugehörigen Lagerkörper eingepasst. In seltneren Fällen und besonders bei Holzbearbeitungsmaschinen werden die Lagerkörper über einen Dorn oder über die Achse selbst mit einer grauen Metall-Composition ausgegossen.

Die übrigen Maschinenbestandtheile einer Werkzeugmaschine werden in der Regel aus Gusseisen hergestellt, wobei als Querschnittsform für die Gestelle, Ständer, Bett, Fundamentplatte und die Lagerkörper, der größeren Steifigkeit und leichteren Reinhaltung wegen, wo überhaupt thunlich die Hohlgussform angewendet wird. Nur bei den Gestellen der Holzbearbeitungsmaschinen wird gewöhnlich wegen der Kostspieligkeit der

Herstellung des Hohlgusses der Rippenquerschnitt angewendet. Doch wird auch hierbei oft der sogenannte falsche Hohlguss ausgeführt, bei welchem die Rippen nach innen gekehrt sind und mithin die Hauptansicht der Hohlgussform gleicht.

Die hier in Betracht stehenden Werkzeugmaschinen werden mittels Riemen von der Werkstätten-Transmission betrieben. Dieselben erhalten, wenn es die erforderlichen Übersetzungs-Verhältnisse bedingen oder die Aufstellung der Maschinen nicht nahe genug bei der Transmissionswelle erfolgen kann, ein Deckenvorgelege oder ein Wandvorgelege. Ist jedoch in der betreffenden Werkstätte, in welcher die Maschine aufgestellt wird, eine Decke nicht vorhanden, wie z. B. in einer Kesselschmiede, und kann auch die Maschine, wie z. B. eine Radialbohrmaschine, in einer Kesselschmiede nicht nahe genug an eine Wand gestellt werden, um ein Wandvorgelege zu erhalten, so muss das Vorgelege am Gestelle der Maschine selbst angebracht werden; passt die Riemenzuführung weder von der Decke noch von der Wand, und ergibt die Anmontierung des Vorgeleges am Maschinengestelle zu kurze Riemen, so muss das Vorgelege am Fußboden angebracht werden, wie es insbesondere in Holzbearbeitungswerkstätten vorkommt. Zum beliebigen Anlassen oder Abstellen einer Werkzeugmaschine ist auf der Vorgelegewelle zum Antrieb eine feste und eine lose Riemenscheibe vorhanden. Der Riemen wird durch eine entsprechend eingerichtete Ausrückvorrichtung mittels einer Riemengabel von einer Scheibe auf die andere geschoben.

Bei Drehbänken zum Schraubenschneiden und gewöhnlichen Schraubenschneidmaschinen sind am Deckenvorgelege zwei lose Riemenscheiben vorhanden, welche zu beiden Seiten der festen Riemenscheibe angebracht sind, weil hierbei zum Antrieb zwei Riemen, nämlich ein offener und ein gekreuzter (für den Schnittgang und beschleunigten leeren Rückgang) erforderlich sind. Bei Fräsmaschinen zur Holzbearbeitung kommt es vor, dass die Fräse bald nach einer, bald nach der entgegengesetzten Richtung rotieren muss, um das Arbeitsstück nicht durch Einreißen abzusplittern. In diesem Falle werden ebenfalls zwei lose Riemenscheiben für einen offenen und gekreuzten Riemen beiderseits der aufgekeilten Antriebriemenscheibe angebracht.

Für Specialdrehbänke mit häufiger Bewegungsumkehrung sind statt 2 losen und einer festen Riemenscheiben, auf welchen der offene und gekreuzte Riemen hin und her geschoben werden, nur 2 lose Riemenscheiben vorhanden, welche durch Frictionskupplungen abwechselnd mit der

Vorlegewelle fest verbunden werden. Vorgelege mit solcher Einrichtung nennt man auch amerikanische Vorgelege, weil sie sammt den Specialdrehbänken, bei welchen sie angewendet erscheinen, zumeist aus Amerika herstammen.

Bei manchen Maschinen werden, um passende Geschwindigkeitsverhältnisse zu erzielen, zwei Paar Riemenscheiben, fest und lose, auf der Vorgelegewelle angebracht, um diese mit zwei verschiedenen minutlichen Umdrehungszahlen laufen lassen zu können, so z. B. bei Kreissägen, bei welchen an Stelle des Sägeblattes auch ein Messerkopf angewendet werden soll, um Federn und Nuthen an Bretter anzuhobeln. In allen jenen Fällen, in welchen der Antrieb der Maschine durch eine Stufenscheibe erfolgt, ist die Anwendung eines Deckenvorgeleges oder eines Wandvorgeleges erforderlich. Nur bei Schleifsteinen wird hiervon gewöhnlich eine Ausnahme gemacht und die Gegenstufenscheibe gleich auf die Transmissionswelle aufgekeilt.

In manchen Fällen ist die Maschine auf ihrer Antriebwelle selbst mit fester und loser Riemenscheibe zum Antrieb ausgerüstet und sodann im allgemeinen ein Deckenvorgelege, Wandvorgelege oder überhaupt ein Zwischenvorgelege zwischen der Transmission und der Werkzeugmaschine entbehrlich, wenn es nicht behufs Erzielung der erforderlichen Übersetzungsverhältnisse, d. i. behufs Erreichung der vorgeschriebenen minutlichen Umdrehungszahl des rotierenden Werkzeuges oder Arbeitsstückes nöthig ist.

Bei manchen Werkzeugmaschinen, wie z. B. bei den Schleifsteinen, muss Kühlwasser, bei anderen Öl in Tropfenform regelmäßig auf das schneidende Werkzeug geleitet werden. Zu diesem Zwecke wird auf solchen Maschinen an geeignetem Platze ein Tropfgefäss aufgestellt und die abfließende Menge durch die Einstellung des Ausflusshahnes geregelt, oder es wird eine kleine Centrifugalpumpe am Gestelle der Maschine montiert, welche durch eine entsprechende Rohrleitung einen continuierlichen Strahl auf das schneidende Werkzeug führt, sobald die Maschine in Gang gesetzt wird.

Erzeugt die Werkzeugmaschine bei der Lostrennung der Späne Staub, welcher den Arbeiter belästigt, wie z. B. die Schleifmaschinen mit rotierenden Schmirgelscheiben und die Holzhobelmaschinen, so wird noch eine besondere Vorrichtung zur Staubabführung, beziehungsweise zur Spanabführung, entweder an der betreffenden Maschine selbst, oder falls mehrere solcher Maschinen in derselben Werkstätte arbeiten,

für alle gemeinschaftlich angebracht. Es kommt zu diesem Zwecke gewöhnlich ein Exhaustor zur Anwendung, welcher die Staubtheilchen und eventuell die Späne aus dem Hohlraum eines das Werkzeug umhüllenden Mantels in das Abführungsrohr einsaugt und nach dem hierzu bestimmten Ablagerungsraum oder in die freie Luft führt. Ein solcher Ablagerungsraum wird in großen Holzbearbeitungswerkstätten in der Nähe des Kesselhauses angebracht, um die sich dort ablagernden, durch den Exhaustor mit dem Staub zugleich dahin geführten Späne auf kurzem Wege unter den Dampfkesseln zur Verbrennung zu bringen.

Zweck und Arten der Antriebe.

Die Aufgabe des Antriebes ist die Ausführung der Schnittbewegung (Hauptbewegung, Arbeitsbewegnng), und zwar in bestimmter Richtung und mit bestimmter Geschwindigkeit, wobei je nach Umständen entweder das Arbeitsstück oder das Werkzeug der durch den Antrieb bewegte Theil ist.

Die Richtung der Schnittbewegung ist verschieden, je nach der Form und Lage der zu bearbeitenden Flächen, und ist maßgebend für die allgemeine Einrichtung des Antriebes. Die Geschwindigkeit der Schnittbewegung ist durch die Art und Beschaffenheit des zu bearbeitenden Materials, sowie ferner durch die Form und Angriffsweise des schneidenden Werkzeuges und theilweise auch durch die Größe der Maschine bedingt und ist maßgebend für die Feststellung der Geschwindigkeits-Verhältnisse des Antriebes.

Die Größenverhältnisse und die Detailconstruction des Antriebes richten sich nach der Größe und Form der Arbeitsstücke und nach dem Vorgange, welcher im Hinblick auf das Einspannen und Einstellen des Arbeitsstückes oder des Werkzeuges den jeweilig gestellten Anforderungen am besten entspricht.

Da nun die Richtung der Schnittbewegung für die allgemeine Einrichtung der Antriebe maßgebend ist, so kann man dieselbe für die Betrachtung der Arten der Antriebe der Werkzeugmaschine als Grundlage nehmen.

Hiernach kann man die Antriebe der Werkzeugmaschinen wie folgt eintheilen:

1. Der Antrieb weist bloß rotierende Bewegungen auf (Antrieb mit rotierender Spindel), wie bei folgenden Maschinen:

Schleifmaschinen mit rotierenden Schmirgelscheiben oder Schleiftrommeln,
Schleifsteine mit Sandsteinen,
Sandpapiermaschinen mit Schleiftrommel, Schleifscheibe oder Schleifband,
Bandsägen,
Kreissägen,
Fräsmaschinen,
Zapfenschneid- und Schlitzmaschinen mit rotierendem Messerkopf,
Holzhobelmaschinen mit rotierenden Messerköpfen, Messerwellen oder Messerwalzen,
Abrichthobelmaschinen mit rotierender Messerscheibe oder mit rotierenden Messerwalzen.

Bohrmaschinen, und zwar:

Centrierbohrmaschinen (Centriermaschinen),
Wandbohrmaschinen
Verticale freistehende Bohrmaschinen,
Freistehende Doppel-Bohrmaschinen,
Wand-Radialbohrmaschinen,
Freistehende Radialbohrmaschinen,
Horizontal-Bohrmaschinen,
Horizontal-Bohr- und Fräsmaschinen,
Horizontale Cylinderbohrmaschinen,
Verticale Cylinderbohrmaschinen,

Drehbänke, und zwar:

Fußdrehbänke (Fußtrittdrehbänke, Trittdrehbänke),
Modelldrehbänke (Holzdrehbänke),
Handsupportdrehbänke,
Bolzendrehbänke,
Doppel-Bolzendrehbänke (doppelte Bolzendrehbänke),
Supportdrehbänke mit Leitspindel,
Supportdrehbänke mit Schnecke und Zahnstange,
Achsendrehbänke (für Eisenbahnwagen- und Locomotiv-Achsen),
Achsenregulierungsdrehbänke,
Bohrdrehbänke,
Plandrehbänke,

Plan- und Spitzendrehbänke,
Räderdrehbänke für Eisenbahnwagen-, Locomotiv- und Tender-Räder,
Walzendrehbänke,
Schraubenschneidmaschinen, und zwar:
Schraubenschneidmaschinen gewöhnlicher Construction,
Schraubenschneidmaschinen nach Sellers' System.

2. Der Antrieb weist eine durch Zahnstange und Getriebe eingeleitete geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Arbeitsstückes auf (Zahnstangen-Antrieb), wie bei folgenden Maschinen:

Hobelmaschinen mit Zahnstangen-Antrieb, gewöhnlicher Construction, zur Bearbeitung der Metalle,
Grubenhobelmaschinen.

3. Der Antrieb weist eine durch Schraubenspindel (Leitspindel) und zugehörige Mutter eingeleitete geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Arbeitsstückes oder Werkzeuges auf (Leitspindelantrieb oder Schraubenantrieb), wie bei folgenden Maschinen:

Hobelmaschinen mit Leitspindelantrieb oder mit Schraubenantrieb, gewöhnlicher Construction, zur Bearbeitung der Metalle,
Blechkanten-Hobelmaschinen,

4. Der Antrieb weist eine durch Schlitzkurbel oder gewöhnliche Kurbel und Schubstange eingeleitete geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Werkzeuges auf (Kurbelantrieb), wobei der Hin- und Hergang oder Auf- und Niedergang des Werkzeuges mit derselben mittleren Geschwindigkeit erfolgt wie bei folgenden Maschinen:

Verticale und horizontale Gattersägen,
Stemmaschinen,
Nuthstoßmaschinen,
Shaping-Maschinen (Querhobelmaschinen, Feilmaschinen),
Lochmaschinen,
Scheren.

Durch Anwendung elliptischer und excentrischer Übersetzungsräder kann dieser Antrieb dahin abgeändert werden, dass der leere Rückgang des Werkzeuges mit größerer mittlerer Geschwindigkeit erfolgt als der Schnittgang. Dieser zwar billige aber nicht sehr beliebte Antrieb mit beschleunigtem Rückgang kommt bei *Shaping*-Maschinen und bei Nuthstoßmaschinen vor.

5. Der Antrieb weist eine durch Kurbel, im Bogen oscillierende Kurbelschleife (auch Schlitzhebel oder Coulisse genannt) und Schubstange eingeleitete geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Werkzeuges auf, wobei die Bewegungsübertragung mit wechselnder Hebelübersetzung erfolgt und deshalb dieser Antrieb auch kurzweg Hebelantrieb (Antrieb mit Coulisse oder Coulissenhebel, Antrieb mit Hebelbewegung oder mit Coulissenbewegung) genannt wird, wie bei folgenden Maschinen mit beschleunigtem Rückgang:

Hobelmaschinen mit Hebelantrieb (Hebelhobelmaschinen),
Shaping-Maschinen,
Nuthstoßmaschinen.

6. Der Antrieb weist eine durch rotierende Kurbelschleife (Whitworth'sche Schleife) und Schubstange eingeleitete geradlinig hin- und hergehende Bewegung auf, wie bei folgenden Maschinen mit beschleunigtem Rückgang:

Stemmaschinen,
Shaping-Maschinen,
Nuthstoßmaschinen.

7. Der Antrieb weist eine durch oscillierende Kreuzschleife eingeleitete geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Werkzeuges auf, wie bei folgenden Maschinen:

Shaping-Maschinen,
Lochmaschinen,
Scheren.

8. Der Antrieb weist eine durch einen oscillierenden Hebel ausgeführte Bogenbewegung des Werkzeuges auf, welche entweder durch einen Hubdaumen oder durch eine Kurbelschleife eingeleitet wird (Antrieb mit schwingendem Werkzeug), wie bei folgenden Maschinen:

Hebellochmaschinen mit Hubdaumen,
Hebelscheren mit Hubdaumen,
Lochmaschinen und Scheren nach *De Bergue's* System.

9. Combinierte Antriebe wie bei folgenden Maschinen:

Schleifmaschine mit Hobelmaschinentisch,
Fräsmaschine mit Hobelmaschinentisch,
Kreissägen zum Querschneiden,
Langlochbohrmaschine.

Haupttheile der Antriebe.

Es lassen sich an den Antrieben je nach der Art derselben besondere Haupttheile erkennen, und es kommen deshalb nachstehend die Haupttheile jeder Antriebsart gesondert in Betracht.

I. Antriebe mit rotierender Spindel.

Dieser Antrieb kann durch wenige Maschinentheile gebildet sein, wenn geringe Arbeitswiderstände an kleinen Hebelarmen wirken; es genügt dann der directe Riemenantrieb ohne Räderübersetzung. Ist in solchem Falle nur eine einzige Umdrehungszahl der Werkzeugspindel erforderlich, weil nur ein bestimmtes Material mit einem rotierenden Werkzeuge von bestimmtem Durchmesser bearbeitet wird, so gestaltet sich dieser Antrieb am allereinfachsten. Bei veränderlicher Umdrehungszahl und erforderlichen bedeutenden Uebersetzungen wird der Antrieb etwas complicierter, indem Stufenscheiben, auch Riemenconusse genannt, an die Stelle der einfachen Riemenscheiben kommen und Zahnräder (Stirnräder, Kegelräder, Schneckenrad und Schnecke) zur Erzielung der erforderlichen Uebersetzungen angewendet werden müssen. Hiernach ergeben sich folgende Antriebe mit bloß rotierender Bewegung des Werkzeuges oder des Arbeitsstückes:

1. Antrieb mit rotierender Spindel und einfacher Riemenscheibe. Zum Anlassen und Abstellen der Maschine ist hierbei ein Vorgelege (Deckenvorgelege, Wandvorgelege, Bodenvorgelege oder ein an der Maschine selbst montiertes Vorgelege) mit fester und loser Riemenscheibe und entsprechend eingerichteter Riemenausrückvorrichtung erforderlich. Die Spindel rotiert bei diesem Antriebe mit einer einzigen bestimmten minutlichen Umdrehungszahl n, welche durch die auszuführende Bearbeitung vorgeschrieben erscheint und durch die entsprechend dimensionierte feste und lose Riemenscheibe am Vorgelege und die zugehörige doppeltbreite Riemenscheibe (Gegenscheibe) auf der Werkstätten-Transmission zustande kommt. Soll die Spindel eines solchen Antriebes zwei verschiedene minutliche Umdrehungszahlen n_1 und n_2 aufweisen, so muss das Vorgelege mit zwei Paar Riemenscheiben (fest und lose) von verschiedenen Durchmessern ausgestattet sein, welche von den zugehörigen zwei doppeltbreiten Riemenscheiben (Gegenscheiben) auf der Werkstätten-Transmission mit entsprechenden minutlichen Umdrehungszahlen angetrieben werden.

In Fig. 4, Taf. XVII, ist ein Antrieb mit rotierender Spindel und darauf angebrachter einfacher Riemenscheibe an einer Schleifmaschine

mit horizontaler Spindel dargestellt. Das Vorgelege mit fester und loser Riemenscheibe und zugehörigem Riemenausrücker ist dabei an dem Ständer der Maschine montiert, auf welchem der Spindelstock aufgeschraubt ist. Fig. 1 Taf. I zeigt diesen Antrieb in schematischer Darstellung. D ist der Durchmesser des rotierenden Werkzeuges, nämlich der Schmirgelscheibe, D' der Durchmesser der bombierten Antriebriemenscheibe auf der Spindel S, ferner D'' jener der zugehörigen ebenfalls bombierten Riemenscheibe auf der Vorgelegewelle V und endlich D''' der Durchmesser der festen und losen Riemenscheibe auf der Vorgelegewelle V. Diese beiden Riemenscheiben sind entweder cylindrisch oder wie hier gezeichnet bombiert abgedreht und von gleichem Durchmesser D''', wie in Fig. 4, Taf. XVII und Fig. 1, Taf. I, oder die lose Riemenscheibe ist zur Entlastung des Riemens und Lagers mit kleinerem Durchmesser und conischem Anlauf ausgeführt, letzteres insbesondere bei großen minutlichen Umdrehungszahlen, wie bei der Kreissäge in Fig. 5 Taf. XIV. Bei dieser in Fig. 5 Taf. XIV gezeichneten Kreissäge mit gestrichelt gezeichnetem Holzgestelle ist ein von der Maschine getrenntes Bodenvorgelege vorhanden. Um das Herabfallen des Riemens von der sehr kleinen und rasch rotierenden Riemenscheibe auf der Spindel zu verhindern, ist diese Riemenscheibe mit seitlichen Rändern versehen.

In Fig. 2 bis 4, Taf. I, ist ein Antrieb mit rotierender Spindel und darauf angebrachter einfacher Riemenscheibe an einer Kreissäge dargestellt, welche auch als Feder- und Nuthmaschine zu gebrauchen ist. Es ist nämlich die Spindel in verticaler Richtung verstellbar, also zum Heben und Senken eingerichtet und das Sägeblatt kann durch einen Messerkopf mit entsprechend geformten Messern zum Hobeln von Federn und Nuthen ersetzt werden. Bei Benützung des Kreissägeblattes muss die Spindel eine bestimmte minutliche Umdrehungszahl n_1 aufweisen, bei Benützung des Messerkopfes hingegen eine andere n_2 und es sind deshalb auf dem hier zur Anwendung gebrachten Bodenvorgelege zwei Paar Riemenscheiben (fest und lose) und auch zwei Riemenausrücker vorhanden.

Das Vorgelege der in Fig. 4, Taf. XIV, gezeichneten Holzfräsmaschine enthält zwei lose Riemenscheiben für einen offenen und gekreuzten Riemen, weil die Frässpindel je nach der Holzfasernrichtung des Arbeitsstückes bald nach einer, bald nach entgegengesetzter Richtung rotieren muss.

Der kleine Rundstabhobelapparat von der Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik Fig. 3 und 4, Taf. VII, zum Fräsen runder gerader Holzstäbe aus kantig vorgeschrittenen Hölzern, welcher auf eine beliebige

Werkbank aufgeschraubt werden kann, trägt auf der hohlen Spindel vor dem Lager den Messerkopf mit dem Fräsmesser und zwischen den Lagern die Riemenscheibe zur Einleitung der rotierenden Bewegung.

Die Holzfräsmaschine Fig. 3, Taf. XVI, zeigt den Antrieb zweier verticaler rotierender Spindeln mittels halbgeschränkter Riemen. Das hierbei angewendete Bodenvorlege hat wieder nur eine feste und eine lose Riemenscheibe. Jede der beiden Spindeln ist in zwei durch einen Rahmen zu einem einzigen Gusstück verbundenen Lagern gelagert und jeder Rahmen ist am Gestelle in Prismen geführt und durch eine Schraubenspindel vermittels Schneckenrad, Schnecke und Handrad vertical verstellbar, um den oben auf die Spindel aufgeschraubten Messerkopf (oder die Fräse) nach Erfordernis einstellen zu können. Die beiden Frässpindeln arbeiten mit gleichgeformten aber nach entgegengesetzter Richtung schneidenden Fräsen und rotieren in entgegengesetzter Richtung; dieselben werden abwechselnd benützt, je nachdem es die Structur und Faserrichtung des zu bearbeitenden Holzes erfordert, um das Ausspringen zu vermeiden. Zum Schutze des Arbeiters ist über jedem Fräskopf eine gegitterte Schutzkappe angebracht.

Die Holzhobelmaschine Fig. 5 und 6, Taf. I, besitzt eine verticale Messerwelle und einen horizontalen Messerkopf, also zwei anzutreibende rotierende Wellen, deren jede nur mit einer bestimmten minutlichen Umdrehungszahl arbeiten soll. Es ist deshalb auf jeder dieser beiden Wellen nur eine einfache Antriebriemenscheibe aufgekeilt. Die feste und lose Riemenscheibe zum Anlassen und Abstellen der Maschine sind an einem Bodenvorgelege vorhanden, von welchem aus die horizontale Welle mit offenem und die verticale Welle mit halbgeschränktem Riemen in Umdrehung versetzt wird. Der Riemenabsteller wird durch eine von diesem Bodenvorgelege bis zum Arbeiterstande bei der Maschine reichende Ausrückwelle mittels Handhebel bewegt und das auf dem Handhebel angebrachte Gegengewicht hat die jeweilige Stellung des letzteren zu sichern.

Bei der Sandpapiermaschine Fig. 1, Taf. XVII, ist ebenfalls ein Antrieb mit rotierender Spindel und darauf angebrachter einfacher Riemenscheibe vorhanden. Es ist aber der die Lager der Spindel vereinigende Rahmen an gelenkigen Armen montiert, welche es ermöglichen, die am unteren Ende der Spindel angebrachte mit Sandpapier überzogene Schleifscheibe frei über die Fläche des auf einem hölzernen Tische aufliegenden, abzuschleifenden (abzuputzenden) Arbeitsstückes hin- und herbewegen und die ganze abzuputzende Fläche bestreichen zu können. Aus

diesem Grunde bildet die Vorgelegewelle die Drehungsachse für das erste Gelenk und die Drehungsachse des zweiten Gelenkes ist durch eine Zwischenwelle gebildet, auf welcher die beiden, behufs Erhaltung constanter Riemenlänge erforderlichen Riemenscheiben für die Bewegungsübertragung aufgekeilt sind. Die Lagerplatte der Maschine ist an die Wand angeschraubt und die Vorgelegewelle entsprechend weit nach oben verlängert, damit die feste und lose Riemenscheibe, auf welche ein halb geschränkter Riemen die Bewegung von der Werkstätten-Transmission überträgt, in die Höhe der letzteren kommen, wie dies für das richtige Auflaufen des Riemens erforderlich ist. Das obere Ende dieser Welle, welches sohin ziemlich hoch über die Maschine emporragt, ist in einem Wandlager oberhalb der Riemenscheiben nochmals gelagert.

Ein sehr lehrreiches Beispiel der Anwendung dieses Antriebes zeigt Rößler's Patent-Schleifapparat, welcher zum Ausschleifen gehärteter cylindrischer Lagerbüchsen dient. Derselbe ist in Fig. 1 und 2, Taf. II, dargestellt. Die gehärtete Büchse wird in dem zugehörigen Maschinentheil schon vor dem Ausschleifen festgemacht, um zu vermeiden, dass die rund ausgeschliffene Büchse beim nachträglichen Festmachen durch Verziehen wieder unrund wird. Das Ausschleifen erfolgt in dem an der Planscheibe einer Drehbank oder in anderer Weise aufgespannten und während des Schleifens feststehenden Maschinentheil, in welchem die Büchse sich befindet. Der Schleifapparat wird auf den Support der Drehbank aufgespannt.

Derselbe besteht aus der Hauptspindel *A* und der Schleifspindel *K*. Auf letzterer steckt die Schleifspule *Q*, welche die Schleifscheibe (Schmirgelscheibe, Schmirgelrad oder Kupferscheibe) *S* trägt. Die Hauptspindel und die Schleifspindel lassen sich parallel zu einander verstellen, und es rotiert beim Schleifen die letztere um die erstere wie ein Kurbelzapfen um die Kurbelachse, während gleichzeitig auch die Schmirgelscheibe rotiert.

Die Hauptspindel *A* liegt in dem Doppellager *B*, mittels welchem der ganze Apparat auf dem Drehbanksupport festgespannt wird. Mit der Spindel *A* ist die Platte *C* in einem Stücke geschmiedet, und an letzterer lässt sich die Platte *D*, welche einerseits im Charnier *E*, anderseits in der Kreisführung bei *F* geführt ist, durch die Schraubenspindel *J* um die Charnierachse *E* im Kreise bewegen. Die Schraubenspindel *J* ist in der Docke *G* gelagert und greift in die mit *D* verbundene Mutter *H* ein. In der Platte *D* ist die Schleifspindel *K* befestigt und zwar ist sie eingeschraubt, um sie leicht umwechseln zu können. An der

Platte C ist ferner die hohle Spindel L concentrisch mit der Achse A festgeschraubt, welche die Doppelriemenscheibe $M M_1$ trägt. Durch die hohle Achse des Charnierauges E geht die Welle N, welche an ihren beiden Enden die Riemenscheiben O und P trägt; es ist die zur Erhaltung constanter Riemenlänge erforderliche Zwischenachse zur Uebertragung der rotierenden Bewegung von der Riemenscheibe M_1 auf die Schleifspule Q.

Wird nun mittels eines Riemens vom Deckenvorgelege die Riemenscheibe M angetrieben, so wird auch die mit M in einem Stück hergestellte Riemenscheibe M_1 mitrotieren und von dieser aus mittels des zugehörigen Riemens die Riemenscheibe O, die Zwischenachse N und endlich von der Riemenscheibe P und dem zugehörigen Riemen, die Schleifspule Q in Umdrehung versetzt. Wird nun auch die Hauptspindel A mittels eines um die Riemenscheibe R gelegten Riemens vom Deckenvorgelege angetrieben, so rotiert auch die Platte C und mithin auch jene D, und es bewegt sich somit die Schleifspindel um die Achse der Hauptspindel in einem Kreise herum, dessen Halbmesser sich mit Hilfe der Schraube J innerhalb der durch die Größe des Apparates bedingten Grenzen ändern läßt, um die Schleifscheibe an die zu schleifende Hohlcylinderfläche genau anstellen und beim Schleifen nachstellen zu können. Fällt die Marke bei H auf der Platte D mit jener bei F auf der Führungsleiste zusammen, so fallen die geometrischen Achsen der Hauptspindel und der Schleifspindel in eine einzige gerade Linie zusammen. Letztere Stellung wird angewendet, um die Achse der Hauptspindel A genau in die Achse der auszuschleifenden Büchse einzustellen. Es wird zu diesem Zwecke, wie in Fig. 3, Taf. II, gezeichnet, auf das auszuschleifende Auge ein Kreis $mnop$ aufgerissen und in die Schleifspule bei T die in Fig. 4, Taf. II, gezeichnete Reissnadel befestigt, deren Spitze einen Kreis beschreibt, sobald die Hauptspindel um ihre Achse gedreht wird. Die Einstellung ist richtig, sobald die Spitze der Reissnadel, welche zur Veränderung des Halbmessers des von ihr beschriebenen Kreises im Auge T leicht verschiebbar ist, genau den Kreis $mnop$ beschreibt.

Der ganze Apparat wird beim Schleifen mittels der Handsteuerung des Drehbanksupportes, auf welchem er aufgeschraubt ist, in der Richtung der Hauptachse A gradlinig hin und her bewegt. In Fig. 3 ist die durch das nothwendige Abwerfen des Schleifspanes bedingte Drehungsrichtung der Schleifscheibe um ihre Achse d und die Drehungsrichtung derselben im Kreise def um die Achse c der Hauptspindel durch Pfeile angegeben. Die Schleifscheibe rotiert hierbei mit 17 bis 20 m Umfangs-

geschwindigkeit pro Secunde und die Hauptspindel macht 20 bis 25 Umdrehungen in der Minute.

Bei der in Fig. 2, Taf. XVII, dargestellten Holzbohrmaschine wird die mittels Tritthebel und Gegengewichtshebel vertical verstellbare Bohrspindel ebenfalls durch eine Riemenscheibe in Umdrehung versetzt. Letztere ist aber nicht direct auf der Bohrspindel aufgekeilt, sondern auf einer hohlen, oberhalb und unterhalb der Riemenscheibe gelagerten und durch Anläufe gegen die achsiale Verschiebung gesicherten gusseisernen Hülse (hohlen Antriebwelle) in deren Bohrung die Bohrspindel eingepasst, durch Nuth und Feder in achsialer Richtung geführt und an der Drehung theilzunehmen gezwungen ist. Das Vorgelege mit fester und loser Riemenscheibe ist bei dieser Maschine am Ständerfuße angebracht und zwar mit horizontaler Welle; es sind deshalb zur Ablenkung des Riemens zwei Leitrollen vorhanden.

Die in Fig. 5, Taf. XI, dargestellte Metallfräsmaschine hat ebenfalls einen Antrieb mit rotierender verticaler Spindel mit aufgekeilter einfacher Riemenscheibe, welche durch einen mittels Leitrollen abgelenkten Riemen von der im Ständer gelagerten Vorgelegewelle in Umdrehung versetzt wird. Die beiden Spindellager sind aber nicht mit dem Ständer in einem Stück gegossen, sondern sie bilden mit ihrer gemeinschaftlichen Fußplatte einen Spindelstock, welcher am Ständer in Prismen geführt, durch eine Schraubenspindel vermittels Schneckenrad, Schnecke und Handrad vertical auf und ab bewegt werden kann.

Eine ähnliche Einrichtung zeigt der Antrieb der Holzfräsmaschine Fig. 1 bis 7, Taf. III. Hierbei ist jedoch die horizontale, oben am Ständer gelagerte Vorgelegewelle so angeordnet, dass die Bewegungsübertragung durch einen halbgeschränkten Riemen erfolgt. Das Heben und Senken des am Ständer in Prismen E vertical geführten Spindelschlittens D erfolgt während der Arbeit mittels Tritthebel M und Gegengewichtshebel, Schubstange H und Doppelhebel A; die genaue Einstellung des Spindelschlittens für eine bestimmte Höhenlage erfolgt durch eine Schraubenspindel vermittels des am oberen Ende derselben aufgekeilten Handrades I, und endlich die Hubbegrenzung bei dem durch den Tritthebel bewirkten Niedergang durch eine im Spindelschlitten befestigte und oben am Ständer zur Auflage kommende Stellschraube i.

Es ist in manchen Fällen erwünscht, die Werkzeugspindel nicht nur heben und senken, sondern auch in verschiedenen Richtungen, insbesondere vertical und horizontal einstellen zu können, wenn dies die Art der

vorzunehmenden Bearbeitung erfordert. In Fig. 6 bis 8, Taf. XVII, ist ein dieser Bedingung entsprechender Antrieb mit rotierender Werkzeugspindel an einer Holzbearbeitungsmaschine für Zimmermannsarbeiten von Ernst Kirchner & Co. in Leipzig—Sellerhausen dargestellt. Der Spindelstock ist hierbei um einen Zapfen drehbar auf der am Ständer in Prismen geführten und mittels Schraubenspindel und Handrad vertical verstellbaren Schlittenplatte angebracht und eine, durch einen von Kreisbögen begrenzten Schlitz dieser Platte hindurchgehende Befestigungsschraube dient zur Feststellung des Spindelstockes in den verschiedenen Lagen desselben.

Auf der Spindel dieser Maschine kann entweder ein Messerkopf befestigt werden, wie in Fig. 6 und 7, oder ein Kreissägeblatt wie in Fig. 8, Taf. XVII. Da nun das Kreissägeblatt von etwa 600 *mm* Durchmesser mit einer geringeren Umdrehungszahl arbeitet als der Messerkopf mit etwa 150 *mm* Durchmesser des Messerkreises, so sind neben der festen und losen Riemenscheibe noch zwei Riemenscheiben von verschiedenem Durchmesser zum Spindelantriebe auf der Vorgelegewelle angebracht.

Bei der Horizontalbohrmaschine zur Holzbearbeitung, welche in Fig. 11 und 12, Taf. XIX, in der Ansicht und Draufsicht dargestellt ist, ist die Antriebriemenscheibe auf einer im anschließenden Lager zwar drehbar, aber nicht achsial verschiebbar gelagerten hohlen gusseisernen Welle aufgekeilt, durch welche die mittels Lagerschlitten, Zahnstange, Getriebe und Handrad achsial verschiebbare Bohrspindel hindurchgeht. Fig. 11, Taf. XIX, zeigt die Anordnung des zugehörigen Deckenvorgeleges.

2. Antrieb mit rotierender Spindel und darauf montierter fester und loser Riemenscheibe. Dieser Antrieb wird nur bei wenigen Werkzeugmaschinen angewendet. Derselbe kommt insbesondere bei Kreissägen, Bandsägen, Abrichthobelmaschinen mit horizontaler Spindel und bei Horizontalbohrmaschinen für die Holzbearbeitung, dann bei Centriermaschinen und Bolzendrehbänken für die Metallbearbeitung vor.

Auch bei diesem Antrieb rotiert die Spindel mit einer einzigen bestimmten minutlichen Umdrehungszahl n_1, welche den Geschwindigkeitsverhältnissen der vorzunehmenden Bearbeitung angepasst sein muss.

Gewöhnlich ist nur bei Kreissägen, Abrichthobelmaschinen und Horizontalbohrmaschinen für die Holzbearbeitung mit solchem Antrieb noch ein Vorgelege zur Erzielung der hohen minutlichen Umdrehungszahl der Spindel erforderlich, um das Verhältnis der Scheibenhalbmesser je zweier durch einen Riemen umspannter Riemenscheiben innerhalb

praktisch zweckmäßiger Grenzen zu halten. Dieses Vorgelege besitzt auf seiner Welle nur zwei Riemenscheiben, wovon die eine mittels eines Riemens von der Werkstättentransmission umgetrieben wird, die zweite dagegen die doppelt breite Scheibe ist, welche mit der festen und losen Riemenscheibe auf der Kreissägespindel oder überhaupt auf der rotierenden Werkzeugspindel eine gemeinschaftliche Mittelebene besitzt und mittels des zugehörigen Riemens die rotierende Bewegung von der Vorgelegewelle auf die rotierende Werkzeugspindel überträgt.

Bei den Bandsägen für die Holzbearbeitung, ferner bei den Centriermaschinen und Bolzendrehbänken mit fester und loser Riemenscheibe auf der Spindel, ist die doppeltbreite Gegenscheibe für den Antrieb, zumeist auf der Werkstättentransmission selbst angebracht.

In Fig. 2 und 3, Taf. XVIII, ist eine gewöhnliche Kreissäge für die Holzbearbeitung mit fester und loser Riemenscheibe auf der Spindel in der Vorder- und Seitenansicht dargestellt. Die beiden Riemenscheiben sind hinreichend tief unter die gehobelte Tischfläche gelegt, um die Maschine auch zum Querschneiden verwenden zu können. Die lose Riemenscheibe ist jene zunächst am Maschinengestelle. Dieselbe ist nicht auf der Sägespindel, sondern auf der feststehenden, bis zur Nabe der auf der Spindel fest aufgekeilten äußeren Riemenscheibe verlängerten Lagerbüchse lose drehbar montiert. Die Ausrückstange der Riemenausrückvorrichtung reicht bis zum Arbeiterstande herüber und ist dort mit einem Handgriff versehen.

Einen ähnlich eingerichteten Antrieb besitzt die in Fig. 6 und 7, Taf. XVIII, in der Ansicht und Draufsicht dargestellte Kreissäge mit Seilzug für selbstthätigen Vorschub ($\delta = 100$ bis 300 *mm* pro Secunde), welche hauptsächlich dazu dient, Kantholz auf Bretter und Schnittholz zu zerschneiden. Zur Lagerung der Kreissägespindel ist hier noch ein besonderer Lagerständer hinter dem Sägetisch freistehend angebracht. Die lose Riemenscheibe ist hierbei neben der festen direct auf der Spindel montiert.

Ein Beispiel der Anwendung des Antriebes mit fester und loser Riemenscheibe auf der rotierenden Spindel bei einer Bandsäge zeigen die Fig. 1 und 2, Taf. IV. Es ist eine gewöhnliche Bandsäge mit 750 *mm* Rollendurchmesser für Modelltischlereien und Waggonfabriken. Die unter der am Ständer fest aufgeschraubten, oben gehobelten Tischplatte hingeführte Ausrückschiene der Riemenausrückvorrichtung reicht ebenfalls bis zum Arbeiterstande herüber. Die Spindel der oberen Bandsägerolle wird durch das Bandsägeblatt selbst umgedreht. Zur richtigen Einstellung der

oberen Bandsägerolle mit Rücksicht auf den Gang und die Spannung des Sägeblattes ist das obere Spindellager entsprechend verstellbar.

Eine Abrichthobelmaschine mit auf horizontaler Spindel montierter Messerscheibe ist in Fig. 4 und 5, Taf. XVIII, in 2 Ansichten dargestellt. Der die Spindellager enthaltende Spindelstock ist auf einem Hohlguss-Untersatz aufgeschraubt. Die beiden Riemenscheiben, fest und lose, sind zwischen den Lagern auf der Spindel montiert. Darunter ist am Spindelstock die Riemenausrückvorrichtung mit seitlich nach aufwärts stehender Riemengabel angebracht.

Die in Fig. 5, Taf. XVII, dargestellte Centriermaschine, zum Centrieren, Anbohren der Körnerlöcher und Abfräsen von Wellen und Bolzen, hat ebenfalls einen Antrieb mit fester und loser Riemenscheibe auf der rotierenden Bohrspindel. Letztere ist in einem Spindelstock gelagert, welcher auf dem Bett oder der Wange der Maschine auf Prismen geführt und zur Ausführung der Vorschubbewegung mit Handrad, Schraubenspindel und zugehörige Mutter in der Achsenrichtung der Bohrspindel verschiebbar ist. Am Spindelstock ist auch die Riemenausrückvorrichtung angebracht.

Bei der in Fig. 5 und 6, Taf. II, dargestellten großen doppelten Centriermaschine aus der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik, welche insbesondere zum Centrieren, Anbohren der Körnerlöcher und Abfräsen von Locomotiv- und Eisenbahnwagenachsen eingerichtet und zu diesem Zwecke mit zwei an den beiden Enden des Bettes befestigten Spindelstöcken zum gleichzeitigen Centrieren an beiden Wellenenden versehen ist, wird die Spindel zur Ausführung der Vorschubbewegung selbst achsial verschoben. Zu diesem Zwecke ist ein Handhebel vorhanden, auf dessen Achse noch ein zweiter kurzer Hebel zwischen den Charnieraugen am hinteren Spindellager sitzt. Letzterer zieht mittels einer Kette das am Spindelende montierte Querstück und somit auch die Spindel in achsialer Richtung vor, wogegen eine Spiralfeder die Zurückschiebung bewerkstelligt, sobald der Handhebel frei gelassen wird. Fest- und Losscheibe sind wieder auf der rotierenden Spindel selbst angebracht und nehmen an der achsialen Verschiebung theil. Eine besondere Riemenausrückvorrichtung ist hierbei nicht vorhanden. Der Riemen wird also mit der Hand von der Festscheibe auf die Losscheibe und zurück geschoben. Eine ähnliche Einrichtung zeigt die in den wesentlichen Theilen in Fig. 6 und 7, Taf. V, dargestellte Centriermaschine von Reinhard Fernau & Co. in Wien. Bei derselben erfolgt jedoch die achsiale Vorschiebung der Spindel mittels eines auf der

Achse des Handhebels sitzenden gabelförmig aufgeschlitzten Hebels und die Zurückschiebung mittels eines Gegengewichtes am zweiten Hebelarme des Handhebels.

Auch die doppelte Bolzendrehbank von Reinhard Fernau & Co. in Wien, Fig. 7, Taf. I, hat zwei an den beiden Enden des Bettes fest aufgeschraubte Spindelstöcke mit Fest- und Losscheibe auf den Spindeln. Die abzudrehenden Bolzen werden zwischen den Körnern im Spindelstock und Reitstock und die Drehstähle in den Supporten eingespannt. Für die Riemenverschiebung sind wieder Schienen mit Riemengabeln an den Spindelstöcken angebracht.

3. Antrieb mit rotierender Spindel, Fest- und Losscheibe und fixer Räderübersetzung. Derselbe kommt bei verticalen Bohrmaschinen vor. Hierbei sind gewöhnlich Kegelräder mit gleicher Zähnezahl, also mit dem Übersetzungsverhältnisse $i = z_1 : z_2 = 1$ vorhanden, wie bei der Wandbohrmaschine für Holzbearbeitung in Fig. 3 und 4, Taf. IV. Die Kegelräderübersetzung wird dann bloß zu dem Zwecke der Bewegungsübertragung von der horizontalen Antriebwelle auf die verticale Bohrspindel angebracht. Manchmal wird jedoch zur Erzielung eines langsameren Ganges der Bohrspindel, beziehungsweise einer größeren Kraftäußerung, das Rad z_2 auf der Bohrspindel größer gemacht als jenes z_1 und dann ein Übersetzungsverhältnis $i = z_1 : z_2 < 1$ erzielt.

4. Antrieb mit rotierender Spindel, Fest- und Losscheibe und auswechselbarer Räderübersetzung. Einen solchen Antrieb weist die in Fig. 5 und 6, Taf. IV, im oberen Theile dargestellte freistehende Bohrmaschine für Metallbohrerei auf. Die Kegelräderübersetzung dient auch hier nur zur Bewegungsübertragung von der horizontalen Zwischenwelle auf die verticale Bohrspindel. Überdies aber ist eine auswechselbare Übersetzung durch Stirnräder zu dem Zwecke vorhanden, die Bohrspindel rascher oder langsamer laufen zu lassen. Es sind nämlich auf der Antriebwelle zwei Stirnräder z_1 und z_3 fest aufgekeilt, auf der Zwischenwelle jedoch zwei mit einander verbundene Stirnräder z_2 und z_4 auf einem Federkeil (Feder und Nuth) achsial verschiebbar, so dass entweder die Räder z_1 und z_2 oder z_3 und z_4 in Eingriff kommen.

5. Antrieb mit rotierender Spindel und Stufenscheiben. Es ist ein Antrieb mit Deckenvorgelege. Auf der rotierenden Spindel ist eine Stufenscheibe oder auch Riemenconus genannt, mit zwei oder mehr verschiedenen Durchmessern aufgekeilt und mit dieser übereinstimmend auf dem Deckenvorgelege die Gegenstufenscheibe, auch Gegenconus genannt,

angebracht. Auf der Deckenvorgelegewelle ist ferner eine feste und eine lose Riemenscheibe zum Anlassen und Abstellen der Maschine vorhanden. Übereinstimmend mit der festen und losen Riemenscheibe am Deckenvorgelege ist endlich auf der Werkstättentransmission die doppelt breite Gegenriemenscheibe angebracht. Dieser Antrieb kommt auch bei Specialdrehbänken mit häufiger Bewegungsumkehrung vor und erhält dann das amerikanische Deckenvorgelege mit 2 losen Riemenscheiben und Frictionskupplungen.

Je nachdem nun der über die beiden Stufenscheiben laufende Riemen auf die eine oder die andere Scheibe gelegt wird, erfolgt die Bewegungsübertragung von der Vorgelegewelle auf die rotierende Spindel oder Antriebwelle mit verschiedenem Übersetzungsverhältnisse. Letztere, also auch das mit ihr rotierende Werkzeug oder Arbeitsstück, können mit zwei oder mehr verschiedenen minutlichen Umdrehungszahlen n_1 n_2 .... rotieren.

Ein solcher Antrieb ist erforderlich, wenn das Werkzeug von stets gleich bleibender Beschaffenheit durch Abnützung Veränderungen im Durchmesser des Arbeitskreises erleidet, wie z. B. bei einem Schleifstein, oder wenn Arbeitsstücke von gleichem Material oder von verschiedenen Materialien bei verschiedenen Durchmessern der zu bearbeitenden Flächen mit innerhalb gewissen Grenzen liegenden Schnittgeschwindigkeiten bearbeitet werden sollen, wie z. B. bei einer Drehbank.

Sind die Grenzen der erforderlichen verschiedenen minutlichen Umdrehungszahlen nicht sehr weit auseinander liegend, so wendet man eine Stufenscheibe mit nur zwei verschiedenen Durchmessern an, wie z. B. bei dem in Fig. 7 und 8, Taf. II, gezeichneten Schleifstein oder bei der in Fig. 7 und 8, Taf. VIII, in der Vorderansicht und Seitenansicht mit darüber gezeichneten Deckenvorgelegen dargestellten doppelten Bolzendrehbank. Sollen jedoch innerhalb der gegebenen Grenzen mehr als zwei verschiedene minutliche Umdrehungszahlen angewendet werden können, so kommen Stufenscheiben mit 3, 4 oder 5 Stufen zur Anwendung.

So weist z. B. die in Fig. 8, Taf. I, in der Vorderansicht gezeichnete Holzdrehbank 4 verschiedene Durchmesser auf. Die Drehbankspindel tritt hierbei zu beiden Seiten des Spindelstockes hervor und trägt am rückwärtigen Ende eine freitragend montierte Planscheibe zum Aufspannen von Holzmodellen mit sehr großem Durchmesser. Ebenso weist die in Fig. 7, Taf. IV, mit abgebrochenen Füßen gezeichnete Holzdrehbank, mit nur auf der Reitstockseite aus dem Spindelstock vorstehender

Spindel, 4 verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe auf. Denselben Antrieb weist die in Fig. 1, Taf. XVIII, gezeichnete Specialdrehbank mit Revolversupport von *Smith & Coventry* in *Manchester* auf. Weil bei letzterer häufige Bewegungsumkehrung vorkommt, ist sie mit dem zu Füßen der Drehbank gezeichneten amerikanischen Deckenvorgelege versehen, welches 2 lose Riemenscheiben mit Frictionskupplungen zum Antrieb durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen enthält.

6. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben und fixer Räderübersetzung. Bei diesem an einer großen Zahl von Werkzeugmaschinen vorkommenden Antriebe sind je nach der Lage der Spindel und der erforderlichen Räderübersetzung entweder Kegelräder oder Stirnräder, oder es ist endlich ein Schneckenrad mit Schnecke angewendet.

Je nach der Anzahl der verschiedenen Durchmesser der Stufenscheibe wird die Spindel eine bestimmte Anzahl verschiedener minutlicher Umdrehungen n_1, n_2, n_3 . . . aufweisen.

Die fixe Räderübersetzung durch Kegelräder ist am häufigsten bei verticalen Bohrmaschinen angewendet, und zwar entweder allein, mit einfacher oder auch mehrfacher Räderübersetzung, um die Bewegungsübertragung durch Wellen von verschiedener Richtung zu bewerkstelligen. Hierbei kann das Übersetzungsverhältnis der Kegelräder $i \gtrless 1$ sein. Es kann aber auch die Kegelräderübersetzung mit Stirnräderübersetzungen combiniert sein, wenn es die Lage der Zwischenwellen erfordert.

So zeigt z. B. die in Fig. 1 und 2, Taf. V, dargestellte freistehende Holzbohrmaschine einfache Kegelräderübersetzung mit ein Paar gleichen Rädern und ebenso die kleine Wandbohrmaschine für Metallbohrerei Fig. 3 und 4, Taf. V.

Bei letzterer ist die Vorgelegewelle mit Gegenstufenscheibe und Fest- und Losscheibe im Gestelle der Maschine selbst gelagert und auch der Riemenabsteller an letzterem vorhanden. Ebenso ist bei der in Fig. 1, Taf. XIX, dargestellten freistehenden Bohrmaschine von *Sharp, Stewart & Co.* in *Manchester* das Vorgelege mit Fest- und Leerscheibe an der Maschine selbst angebracht. Auch die verticale Metallfräsmaschine Fig. 6, Taf. XI, besitzt einen solchen Antrieb, jedoch mit der Räderübersetzung $i = z_1 : z_2 < 1$.

Die beiden Wandbohrmaschinen zur Metallbearbeitung von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vormals Joh. Zimmermann, Fig. 2, 3 und Fig. 4, 5 mit Detailzeichnung der Bohrspindel und ihrer Lagerung in Fig. 6, Taf. VI, zeigen principiell den gleichen Antrieb, jedoch mit

dem Unterschiede, dass die Achse der Stufenscheibe und mithin auch die Achse der Vorgelegewelle bei ersterer parallel zur Wand, bei letzterer aber senkrecht zur Wand liegt. Es ist hierbei Rücksicht genommen auf die Lage der Werkstättentransmission zur Fläche der Wand, an welche die Wandbohrmaschine angeschraubt werden soll. Steht die Achse der Werkstättentransmission senkrecht auf der Wandfläche, dann muss auch, um Riemenkreuzungen zu vermeiden, das Achsenpaar der beiden Stufenscheiben senkrecht zur Wand angeordnet sein. Läuft die Transmissionswelle dagegen parallel zu dieser Wand, so muss auch das Achsenpaar der beiden Stufenscheiben parallel zur Wand liegen. Aus dieser Bedingung entspringt die abweichende Anordnung des Antriebes, wie sie die beiden in Betracht stehenden Wandbohrmaschinen aufweisen. In derselben Beziehung steht die Aufstellung der beiden Wandbohrmaschinen Fig. 3 und 5, Taf. V, zur Lage der Transmission und der Wandfläche. Sowie hier, kann auch bei anderen Antrieben die allgemeine Anordnung der Haupttheile des Antriebes durch die Lage der Werkstättentransmission bestimmt sein, nach welcher sich die Lage der Achsenpaare der beiden Stufenscheiben richten muss, während die Richtung der Hauptbewegung eine bestimmte Aufstellung der Maschine in der Werkstätte vorschreibt. So z. B. zeigt die kleine Wandbohrmaschine zur Metallbearbeitung Fig. 3 und 4, Taf. V, die Vorgelegewelle senkrecht zur Wand, wogegen die Vorgelegewelle der in Fig. 3 und 4, Taf. IV, dargestellten Holz-Wandbohrmaschine parallel zur Wand liegt.

Bei den Wandbohrmaschinen Fig. 4 und 5, Taf. VI, ist auch das an die Decke zu montierende Vorgelege (Deckenvorgelege) mit der Gegenstufenscheibe gezeichnet.

In Fig. 1, Taf. VI, ist der nämliche Antrieb an einer freistehenden Bohrmaschine angebracht, und hiermit abermals ein Beispiel dafür gegeben, wie man bei der Anordnung der Haupttheile des Antriebes der Aufstellungsart der Maschine Rechnung zu tragen hat.

Die Anordnung eines solchen Antriebes mit zwei Zwischenwellen und drei Paar Kegelrädern ist an der Radialbohrmaschine Fig. 1 und 2, Taf. VII, in der Ansicht und in Fig. 1, Taf. XIV, in den wesentlichen Theilen im Durchschnitt zu ersehen. Die Stufenscheibe besitzt 4 verschiedene Durchmesser und ist auf der im Ständer gelagerten Antriebwelle aufgekeilt. Am Ständer ist ein Schlitten (Doppellager) in Prismen vertical geführt und mittels Handrad, Schnecke und Schneckenrad, Getriebe und am Schlitten angeschraubter Zahnstange vertical verstellbar.

In den 2 Lagern dieses Schlittens ist der radiale Arm (Flügel) der Maschine um eine verticale Achse drehbar gelagert. Die Bohrspindel ist in einem Schlitten (Spindelschlitten, Bohrzeugträger, Werkzeugträger) gelagert, welcher auf dem radialen Arme der Maschine ebenfalls in Prismen geführt, durch Handrad, Getriebe und am radialen Arme angeschraubte Zahnstange in horizontaler Richtung verstellt werden kann. Diese sich so ergebende Verstellbarkeit der Bohrspindel ist durch die Aufgabe der Radialbohrmaschine bedingt, an jedem beliebigen Punkte einer horizontalen Ebene von der durch die Dimensionen des radialen Armes begrenzten Ausdehnung, ein Loch in verticaler Richtung bohren zu können, ohne das Arbeitsstück verstellen zu müssen. Es ergibt sich daraus die Nothwendigkeit der Anwendung von zwei Zwischenwellen und drei Paar Kegelrädern, um die rotierende Bewegung von der Antriebwelle im Ständer auf die Bohrspindel zu übertragen. Die eine derselben ist vertical im radialen Arme gelagert und weil sie mit diesem auf und nieder geht, so ist das darauf angebrachte untere Kegelrad, welches in jenes auf der Antriebwelle eingreift, nicht fest aufgekeilt, sondern mit seiner Nabenhülse in einem mit dem Schlitten (Doppellager) verbundenen Lager gegen achsiale Verschiebung gesichert und durch einen in die Nuth der vertialen Zwischenwelle eingreifenden Federkeil (Nuth und Feder) mit dieser verbunden. Im radialen Arme ist oben die horizontale Zwischenwelle gelagert. Dieselbe besteht aus zwei Theilen. Der eine Theil ist eine volle schmiedeiserne Welle, welche im Bohrzeugträger gelagert und durch Stellringe (Bundring und Kegelrad) anliegend, die achsiale Verschiebung mit dem Bohrzeugträger mitzumachen gezwungen ist. Der zweite Theil ist eine darüber geschobene hohle gusseiserne Welle (Tubushülse), welche in der Nabe des oben im Flügel gelagerten Kegelrades z_4 geführt und wie ein Tubusrohr in dieser Nabe achsial verschiebbar ist. Zur Erzielung der erforderlichen Übersetzung ist das Kegelräderpaar im Bohrzeugträger mit einem Übersetzungsverhältnisse $z_5 : z_6 < 1$ ausgeführt, die beiden anderen Kegelräderpaare aber mit $z_1 = z_2 = z_3 = z_4$.

Ein Antrieb mit Stirnrädern, und zwar mit einfacher Räderübersetzung, ist an der in Fig. 7 und 8, Taf. VII, mit abgebrochenen Füßen dargestellten Schraubenschneidmaschine gewöhnlicher Construction zu ersehen. Die mit 4 verschiedenen Durchmessern ausgeführte Stufenscheibe ist auf der verlängerten Nabenhülse des Getriebes aufgekeilt und mit diesem auf einem feststehenden Zapfen drehbar. Das Stirnrad ist auf der hohlen gusseisernen Schraubenschneidspindel aufgekeilt, an deren

zweitem Ende der Einspannkopf angegossen ist, an welchem sich die durch Schraubenspindeln in radialer Richtung verstellbaren Einspannbacken befinden.

Die Bandsäge zum Schneiden von Eisen und anderen Metallen von *Powis, James, Western & Co.* in London, welche in Fig. 16, Taf. XIX, in der Ansicht dargestellt ist, deren Sägeblatt mit der geringen Umfangsgeschwindigkeit von ca. 1,27 *m*/Sec. (Meter pro Secunde) schneidet und durch eine Plattenfeder gespannt wird, hat ebenfalls einen Antrieb der rotierenden Sägerollen oder Scheiben durch Stufenscheiben und fixe Räderübersetzung, jedoch sind hierbei Stirnräder vorhanden, und zwar greift das Getriebe in einen Zahnkranz mit innerer Verzahnung, welcher an die Arme der unteren Bandsägerolle angeschraubt ist.

In Fig. 3, Taf. XVII, ist eine Eisenbahnwagen-Räderdrehbank von *Smith & Coventry* in *Manchester* mit solchem Antrieb durch fixe, und zwar doppelte Räderübersetzung im perspectivischen Bilde dargestellt. Das mit der Stufenscheibe auf derselben Welle aufgekeilte Getriebe greift in ein Stirnrad ein, welches auf der im hohl gegossenen Maschinenbett gelagerten Bodenwelle aufgekeilt ist. Auf letzterer sind noch zwei Getriebe achsial verschiebbar angebracht, welche in die an die beiden Planscheiben angegossenen Zahnkränze mit äußerer Verzahnung eingreifen. Diese beiden Getriebe können unabhängig von einander ausgerückt werden, so dass nach Bedarf sowohl die beiden Planscheiben gleichzeitig, als auch jede einzeln unabhängig von der anderen in Umdrehung versetzt werden, beziehungsweise jede derselben für sich still stehen gelassen werden kann. Diese Einrichtung ist erforderlich, um entweder ein paar Räder auf ihrer eigenen Achse abdrehen zu können, ohne diese auf Torsion zu beanspruchen, oder um gleichzeitig zwei Radkränze (Tyres) auf den beiden Planscheiben ausbohren zu können oder endlich um auf einer Planscheibe ein Rad abzudrehen oder einen Tyre auszubohren, während auf der anderen Planscheibe die Nabe eines Rades ausgebohrt oder abgedreht wird. Bei dieser Maschine ist die Stufenscheibe und das Getriebe freitragend auf der zugehörigen Welle angebracht. Bei der in Fig. 1 und 2, Taf. VIII, gezeichneten Wagen-Räderdrehbank von der Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik mit an jeder Planscheibe angeschraubtem Zahnkranz ist nur das Getriebe am freien Ende der Welle montiert, die Stufenscheibe dagegen zwischen den an dem Bett angegossenen Lagerarmen angebracht. In ersterem Falle (Fig. 3, Taf. XVII) ist die Anbringung des Deckenvorgeleges nicht an die Einhaltung einer bestimmten Richtung

des über die beiden Stufenscheiben laufenden Antriebriemens gebunden, im zweiten Falle dagegen (Fig. 1 und 2, Taf. VIII) ist die Welle mit Rücksicht auf das durch den Riemenzug bedingte Biegungsmoment besser gelagert. In beiden Fällen sitzen die beiden Planscheiben auf hohlen gusseisernen Spindeln, wovon die eine (linksseitige) im Spindelstock, die zweite (rechtsseitige) im Reitstock gelagert ist. Zum Einspannen kürzerer Achsen ist der Reitstock in der Richtung der Spitzenachse auf dem Maschinenbett verschiebbar und nimmt an dieser Verschiebung auch das in den Zahnkranz der zugehörigen Planscheibe eingreifende Getriebe auf der Bodenwelle theil. Die Bodenwelle ist deshalb auf einem entsprechend langen Stücke genuthet und der zugehörige Keil in der Nabe des Getriebes fest (Feder und Nuth). Zur Erleichterung der Montierung und Reparatur wird die Bodenwelle zweckmäßig so gelagert, dass sie bei abgehobenem Spindelstock und Reitstock von oben eingelegt, beziehungsweise nach oben herausgenommen werden kann und nicht in der Richtung ihrer Achse eingeschoben oder herausgezogen werden muss, was insbesondere von Wichtigkeit ist, wenn sich dieselbe durch Vernachlässigung der Schmierung in ihren Lagern verfressen hat.

Bei der horizontalen Cylinderbohrmaschine Fig. 6 und 7, Taf. XVI, von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik wird die horizontale Bohrspindel durch ein Schneckenrad angetrieben. Die senkrecht zur Bohrspindel horizontal unterhalb derselben montierte Antriebwelle trägt die Stufenscheibe freitragend und die Schnecke zwischen den zwei Lagerarmen, welche am vorderen Spindellager angegossen sind.

Das Schneckenrad ist auf den über das vordere Spindellager vorstehenden Ende der hohlen gusseisernen Bohrspindel aufgekeilt, auf welcher sich der Messerkopf (Bohrkopf) durch die in der Höhlung angebrachte Schraubenspindel von Hand oder selbstthätig in achsialer Richtung verschieben lässt.

7. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben und auswechselbarer Räderübersetzung. Dieser Antrieb kommt bei Räderdrehbänken vor. Es handelt sich dabei zunächst darum, mit entsprechend kleiner minutlicher Umdrehungszahl die aus verhältnißmäßig hartem Bessemerstahl hergestellten Radkränze (Tyres) abzudrehen oder auszudrehen. Innerhalb der vorkommenden Grenzen der verschiedenen Durchmesser ergibt die Stufenscheibe und eine entsprechend große Räderübersetzung die erforderlichen minutlichen Umdrehungszahlen der Planscheibe, 3 oder 4 je nach der Zahl der verschiedenen Durchmesser an der Stufenscheibe.

Ferner handelt es sich um das Ausbohren oder Abdrehen von Radnaben und hiefür erzielt man mit einer geringeren Räderübersetzung und der Stufenscheibe die erforderlichen größeren minutlichen Umdrehungszahlen. Endlich handelt es sich um das Regulieren von Achsen und um das Centrieren, wofür noch größere minutliche Umdrehungszahlen erforderlich sind. Diese werden abermals durch ein anderes Rädervorgelege in Verbindung mit der Stufenscheibe erzielt.

Die in Fig. 1, Taf. XIV, in der Vorderansicht gezeichnete Räderdrehbank von Reinhard Fernau & Co. in Wien besitzt einen Antrieb mit solcher Einrichtung, und zwar mit dreifacher auswechselbarer Räderübersetzung. Zunächst ist, wie in dieser Zeichnung dargestellt, auf der die Stufenscheibe aufgekeilt tragenden Antriebwelle, rechts neben der Stufenscheibe ein Stirnrad auf einem Federkeil vorhanden, welches mit einem etwas größeren auf der Drehbankspindel aufgekeilten Stirnrade in Eingriff steht. Es erfolgt nun der Spindelantrieb mit den größten erforderlichen Umdrehungszahlen, und zwar rotiert nur die linksseitige Planscheibe mit diesen Umdrehungszahlen. Wird das genannte Stirnrad neben der Stufenscheibe durch achsiale Verschiebung auf der Antriebwelle ausgerückt und das mittlerweile in der Höhlung des rechtsseitigen Lagerarmes gewesene Getriebe auf der Antriebwelle in den innen verzahnten Zahnkranz der Planscheibe eingeschoben, so erfolgt der Antrieb der linksseitigen Planscheibe mit der zweiten, etwas größeren Räderübersetzung. Wird endlich auch dieses Getriebe aus dem Zahnkranz der Planscheibe ausgerückt, dagegen das am linksseitigen Ende der Antriebwelle gezeichnete Getriebe in das darunter befindliche Stirnrad eingerückt, welches letztere auf der im Bette liegenden Bodenwelle aufgekeilt ist, so erfolgt der Antrieb einer oder beider Planscheiben durch die Zahnkränze mit äußerer Verzahnung, in welche die auf der Bodenwelle vorhandenen Getriebe eingreifen. Die Räderübersetzung ist in diesem Falle durch das Getriebe auf der Antriebwelle, das Stirnrad dazu, das Getriebe auf der Bodenwelle und den Zahnkranz der Planscheibe bewerkstelligt.

Es ist also jetzt doppelte Räderübersetzung vorhanden, welche den langsamsten Gang ergibt. Die Getriebe auf der Bodenwelle sind zur unabhängigen Benützung beider Planscheiben achsial verschiebbar und können nach Erfordernis in die zugehörigen Zahnkränze eingerückt oder ausgerückt werden.

In Fig. 4, Taf. XXII, ist das den Spindelstock darstellende Stück einer Eisenbahnwagenräderdrehbank von G. Sigl in Wien dargestellt,

welche einen Antrieb mit zweifacher auswechselbarer Räderübersetzung aufweist. Die Antriebwelle mit der aufgekeilten Stufenscheibe liegt wieder seitwärts von der Drehbankspindel und trägt am rückwärtigen über den Spindelstock vorstehenden Ende ein Getriebe zum Antrieb der Planscheibe durch die Bodenwelle und den an der Planscheibe angegossenen außen verzahnten Zahnkranz, also mit doppelter Räderübersetzung für sehr langsamen Gang.

Wird jedoch diese Räderübersetzung ausgerückt und hierauf das auf der Antriebwelle rechts neben der Stufenscheibe vorhandene, aus zwei Rädern mit gleicher Zähnezahl bestehende Stirnräderpaar eingekuppelt, so erfolgt der Spindelantrieb mit der nämlichen Umdrehungszahl, als wenn die Stufenscheibe direct auf der Drehbankspindel aufgekeilt wäre. Dieses letztgenannte Stirnräderpaar dient hierbei nicht zur Erzielung einer Räderübersetzung, sondern lediglich zur Bewegungsübertragung von der Stufenscheibe auf die rotierende Drehbankspindel.

8. **Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben und ausrückbarem Rädervorgelege und eventuell mit fixer Räderübersetzung.** Dieser bei den Drehbänken, Bohrmaschinen und Fräsmaschinen zur Metallbearbeitung am häufigsten vorkommende Antrieb ist viel complicierter in seiner Construction als alle vorher in Betracht gezogenen. Es ist nämlich die mit einem Getriebe z_1 fest verbundene Stufenscheibe nicht auf einer besonderen Antriebwelle, sondern auf der rotierenden Spindel selbst montiert, u. zw. nicht aufgekeilt, sondern lose. Dagegen ist neben dieser Stufenscheibe ein Stirnrad z_4 auf der rotierenden Spindel aufgekeilt. Auf einer zur rotierenden Spindel parallelen Welle, der Vorgelegewelle, ist ferner ein Stirnrad z_2, welches mit dem Getriebe z_1 zum Eingriff kommen kann, und ein Getriebe z_3, welches gleichzeitig in das Stirnrad z_4 zum Eingriff kommen kann, aufgekeilt. Sind diese 4 Räder in Eingriff, so wird die rotierende Werkzeugspindel (Drehbankspindel, Bohrspindel oder Frässpindel) von der Stufenscheibe vermittels der Räderübersetzung $i = (z_1 : z_2).(z_3 : z_4)$ angetrieben. Wird hingegen die Vorgelegewelle entweder durch excentrische Zapfen oder Lagerbüchsen, oder durch achsiale Verschiebung oder endlich durch die gegenwärtig selten angewendete radiale Verschiebung soweit verstellt, dass die genannten 4 Zahnräder außer Eingriff kommen, und überdies durch eine Kupplungsschraube oder Mitnehmerschraube die Stufenscheibe mit dem daneben befindlichen Stirnrad z_4 fest verbunden, so treibt die Stufenscheibe die Werkzeugspindel direct, d. i. ohne Räderübersetzung an.

In Fig. 9, Taf. VIII, ist die Vorderansicht einer Supportdrehbank mit solchem Antrieb, zum selbstthätigen Egalisieren und Schraubenschneiden nach dem von der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik eingeführten Typus mit darüber gezeichnetem Deckenvorgelege dargestellt. Die Fig. 1 bis 9, Taf. IX, zeigen die Detailconstruction des Spindelstockes dieser Drehbank. Die Vorgelegewelle ist eine hohle gusseiserne Welle, welche sich auf einer schmiedeisernen Achse lose dreht. Letztere hat excentrisch angedrehte Lagerzapfen und kann mittels des am freien Ende derselben befestigten Handgriffes (Fig. 3 und 4) in ihren Lagern gedreht werden, sobald der neben dem Handgriff durch den Lagerarm geschobene und diese Achse mittels zweier Einschnitte feststellende Stift herausgezogen wird. In der in Fig. 2 gezeichneten Stellung dieser Achse sind die Übersetzungsräder eingerückt, in jener in Fig. 3 hingegen sind dieselben ausgerückt. Durch die Drehung der Achse um 180° aus der Stellung in Fig. 2 in jene in Fig. 3 wird nämlich die excentrische Achse und mithin die hohle Vorgelegewelle nach der von der Drehbankspindel entferntesten Stelle gebracht. Hierbei werden die Zahnräder auf der Vorgelegewelle von jenen auf der Drehbankspindel soweit entfernt, dass die Zähne vollständig außer Eingriff kommen.

Die Stufenscheibe hat einen angeschraubten Deckel und dieser einen Rand gegenüber der Armscheibe des anschließenden Stirnrades Fig. 7, Taf. IX, in welchen die in einem Schlitz des Zahnrades radial verschiebbare Mitnehmerschraube eingeschoben werden kann, um die Verbindung der Stufenscheibe mit dem Stirnrade herzustellen. In Fig. 1, 6 und 8, Taf. IX, ist die bezügliche Detailconstruction ersichtlich. Hervorzuheben ist noch die bei diesem Antrieb angewendete gemischte Spindellagerung mit im vorderen Lager cylindrischem und im hinteren Lager aber conischem Lagerzapfen, wie in Fig. 1, 2, 3 und 9 im Detail gezeichnet ist.

Da diese Drehbank zum Schraubenschneiden eingerichtet ist, sind am Deckenvorgelege zwei lose Riemenscheiben für einen offenen und einen gekreuzten Riemen vorhanden, welche beiderseits der fest aufgekeilten Riemscheibe durch Stellringe am Platze gehalten sind. Auf der Riemenausrückstange sind deshalb 4 Riemenstifte oder 2 Riemengabeln angebracht, wie in Fig. 9, Taf. VIII, zu ersehen ist.

Um die Bohrung in den beiden Lagerarmen für die excentrische Achse der Vorgelegewelle nicht mit so weit verschiedenem Durchmesser zu erhalten, wie in Fig. 3, Taf. IX, gezeichnet, sondern beiderseits annähernd

gleich groß, wird auf den centrischen schwächeren Lagerzapfen der schmiedeisernen excentrischen Achse eine gusseiserne excentrisch ausgebohrte Zapfenhülse aufgesetzt, wie in Fig. 5 und 6, Taf. IX, gezeichnet. Diese Zapfenhülse, im linksseitigen Lagerarme Fig. 3, Taf. IX, angebracht, erhält dieselbe Excentricität, wie der angeschmiedete dicke Excenterzapfen im rechtsseitigen Lagerarm. Es kann aber auch an Stelle des letzteren eine excentrische Zapfenhülse nach Fig. 5 und 6, Taf. IX, angewendet werden, wonach die schmiedeiserne Vorgelegeachse aus einem geraden Stück Rundeisen mit conachsialen Zapfen gedreht ist.

In Fig. 3 und 4, Taf. XX, ist eine Drehbank mit ganz ebenso eingerichtetem Antrieb und von ebenso großer Spitzenhöhe in 2 Ansichten gezeichnet. Es fällt aber ein wesentlicher Unterschied auf, welcher darin besteht, dass die Dimensionen in achsialer Richtung bei letzterer viel kleiner sind als bei ersterer und auch das Bett im Verhältnis zur Spitzenhöhe kleinere Querschnittsdimensionen hat, als erstere. Man nennt deshalb letztere Maschine eine leichte Drehbank, wogegen ein solche, welche noch größere achsiale Dimensionen aufweist als jene in Fig. 9, Taf. VIII, eine schwere Drehbank genannt wird.

Die von *Ch. Donnay* in Paris auf der Weltausstellung in Paris 1878 ausgestellte große Universal-Fräsmaschine, welche in Fig. 1 bis 3, Taf. XV, in drei Ansichten mit theilweisem Durchschnitte in Fig. 1 dargestellt ist, besitzt im Antrieb ebenfalls Stufenscheiben und ein durch Excenter ausrückbares Rädervorgelege, wie insbesondere in Fig. 3 im Grundriss zu ersehen ist. Von der über das ganze Bett hinlaufenden genutheten horizontalen Antriebwelle erfolgt die Bewegungsübertragung, wie in Fig. 1 ersichtlich, zunächst durch ein Paar Kegelräder auf eine quer zum Bettprisma im Schlitten gelagerte horizontale, ebenfalls genuthete Zwischenwelle und von dieser wieder durch ein Paar Kegelräder auf eine ebenfalls genuthete verticale Zwischenwelle. Letztere ist in dem am Schlitten an Prismen quer verstellbaren Fräsmaschinenständer gelagert und überträgt die rotierende Bewegung endlich abermals durch ein Paar Kegelräder auf die horizontale Frässpindel. Letztere ist in einem am Ständer an Prismen vertical verstellbaren Lagerschlitten gelagert. Es sind hier also außer der Stufenscheibe und dem ausrückbaren Rädervorgelege noch 3 Paar Kegelräder und 2 Zwischenwellen vorhanden, zur Bewegungsübertragung von der die Stufenscheibe tragenden horizontalen Antriebwelle bis zu der in drei zu einander senkrechten Richtungen im Raume über dem Bette verstellbaren horizontalen und senkrecht zur

Antriebwelle liegenden Frässpindel. Die sich auf den genutheten Wellen in achsialer Richtung verschiebenden, mit ihren Federkeilen in die Nuthen eingreifenden Kegelräder sind mit angegossenen Nabenhülsen versehen, welche von Lagern umschlossen sind, die das Mitnehmen dieser Kegelräder behufs Erhaltung des Rädereingriffes bewerkstelligen.

Zum Fräsen von Stücken geringeren Umfanges bedient man sich zweckmäßiger einer Fräsmaschine mit in feststehendem Spindelstock gelagerter Frässpindel, welche nur die rotierende Schnittbewegung ausführt und lässt die für das Anstellen und den Vorschub erforderlichen Bewegungen nach drei zu einander senkrechten Richtungen durch das am Supporttisch aufgespannte Arbeitsstück ausführen. Eine nach diesem Principe gebaute Fräsmaschine zur Metallbearbeitung von *Ch. Donnay* in Paris ist in Fig. 3, Taf. XIII, in der Seitenansicht mit Durchschnitt durch den Spindelstock, in Fig. 4, Taf. XIII, in der Vorderansicht und in Fig. 5, Taf. XIII, in der zweiten Seitenansicht gezeichnet. Dieselbe hat ebenfalls einen Antrieb mit Stufenscheibe und durch Excenterauslösung ausrückbarem Rädervorgelege. Die Stufenscheibe hat hier keinen Deckel angeschraubt, sondern sie ist dem auf der Spindel aufgekeilten Stirnrade gegenüber ganz offen. Zur Kupplung dieses Stirnrades und der Stufenscheibe bei ausgerücktem Rädervorgelege greift die im Schlitze des Stirnrades radial verschiebbare Mitnehmerschraube mit ihrem in die Höhlung der Stufenscheibe hineinragenden Mitnehmerstift zwischen zwei an der Innenseite der ersten Stufe angegossene radial vorstehende Lappen, wovon einer in Fig. 3, Taf. XIII, zu ersehen ist. In dieser Figur ist das Rädervorgelege eingerückt gedacht. Es greift mithin der im radialen Schlitz ganz gegen die Spindel hin geschobene Mitnehmerstift nicht zwischen die genannten beiden Lappen, sondern rotiert frei in der Höhlung der Stufenscheibe.

Ein sehr lehrreiches Beispiel eines solches Antriebes mit ausrückbarem Rädervorgelege liefert die in Fig. 7 und 8, Taf. XIV, in zwei Ansichten dargestellte Fräsmaschine mit verticaler Spindel von *Bouhey* in Paris, welche nicht nur hinsichtlich des Spindelantriebes, sondern auch in ihren übrigen Theilen eine sehr zweckmäßige Construction aufweist. Es ist eine mit Rücksicht auf ihre allgemeine Constructionsverhältnisse recht vollkommene und weitgehende Ansprüche befriedigende Maschine.

Die Frässpindel ist in einem am Ständer in Prismen vertical verstellbaren Schlitten gelagert und wird durch ein Paar Kegelräder mit einer Übersetzung ins Langsame von der die Stufenscheibe tragenden

horizontalen Antriebwelle in Umdrehung versetzt. Die Ausrückung des Rädervorgeleges erfolgt durch Excenterauslösung, ähnlich wie bei der Drehbank in Fig. 3 und 4, Taf. IX.

Die Construction einer verticalen freistehenden Bohrmaschine zur Metallbearbeitung mit ausrückbarem Rädervorgelege ist auf Taf. X dargestellt. Es ist Fig. 4 die Seitenansicht der Bohrmaschine mit in Fig 1 darüber gezeichnetem Deckenvorgelege und Fig. 5 die Vorderansicht derselben. In dem Verticalschnitt in Fig. 7 ist die Stufenscheibe mit den Übersetzungsrädern und in dem um 90° gedreht gezeichneten Verticalschnitt Fig. 10 die Bewegungsübertragung durch Kegelräder von der horizontalen Antriebwelle auf die Bohrspindel ersichtlich. Die Fig. 6 und 9 enthalten das Detail der Mitnehmerschraube und des zugehörigen vorspringenden Randes am Deckel der Stufenscheibe. Die Ausrückung des Vorgeleges erfolgt wieder durch Excenterauslösung.

Es ist nämlich die schmiedeiserne Vorgelegewelle in einer excentrisch abgedrehten gusseisernen Hülse gelagert, welche in Fig. 7 und 8 ersichtlich ist. Die Drehung dieser Excenterhülse erfolgt durch den in Fig. 4 und 5 ersichtlichen Handgriff und die Feststellung in jeder der beiden Lagen durch den in denselben Figuren links neben dem Handgriff ersichtlichen Vorsteckstift.

Die Kegelräder z_5 und z_6 sind mit gleicher Zähnezahl ausgeführt und dienen mithin bloß zur Bewegungsübertragung von der horizontalen Antriebwelle auf die verticale Bohrspindel. Es kommt aber auch vor, dass das Rad auf der Bohrspindel eine größere Zähnezahl erhält als das eingreifende Getriebe und somit durch die Kegelräder auch noch eine fixe Übersetzung zur Erzielung eines langsameren Ganges der Bohrspindel erreicht wird. Die Fig. 2 und 3 zeigen Steuerungsdetails dieser Maschine. Fig. 1 und 2, Taf. XX, zeigen eine freistehende Bohrmaschine gleicher Art, jedoch mit wegdrehbarem Tisch um Gegenstände auf der mit Aufspannschlitzen versehenen Fundamentplatte aufspannen zu können.

Die in Fig. 3 und 4, Taf. VIII, in zwei Ansichten dargestellte Wandbohrmaschine hat ebenfalls einen Antrieb mit durch Excenter auslösbarem Rädervorgelege, jedoch sind hier 2 excentrische Lagerbüchsen in den beiden seitlichen Lagerarmen zur Lagerung der Vorgelegewelle vorhanden. Diese beiden Lagerbüchsen haben nach aufwärtsstehende oben durch eine Griffstange verbundene Arme wie in Fig. 5 und 6, Taf. VIII, in etwas größerem Maßstab dargestellt ist, um bei der Aus- oder Einrückung des Vorgeleges gleichzeitig gedreht zu werden. Die Feststellung der Excenter-

büchsen erfolgt wieder durch einen Vorsteckstift. Die gleiche Einrichtung zur Auslösung des Vorgeleges durch excentrische Büchsen mit Hebeln und Griffstange ist bei der Drehbank Fig. 3 und 4, Taf. XXXVI, angewendet. Die Kegelräder haben bei der vorgenannten Wandbohrmaschine gleiche Zähnezahlen und dienen mithin nur zur Bewegungsübertragung von der horizontalen Antriebwelle auf die verticale Bohrspindel, mit den nämlichen constructiven Details wie in Fig. 10, Taf. X.

Ein anderes Beispiel der Anwendung dieses Antriebes liefert die doppelte freistehende Bohrmaschine, Fig. 1, Taf. XXIII, von der Maschinenfabrik Oerlikon. Dieselbe besteht aus zwei mit gemeinschaftlichem Ständer ausgeführten Verticalbohrmaschinen, deren jede ihren eigenen Antrieb mit ausrückbarem Rädervorgelege besitzt.

Das Rädervorgelege kann auch durch achsiale Verschiebung der Vorgelegewelle ausgerückt werden, und zwar findet diese Art der Ausrückung sowohl bei Drehbänken als auch bei Bohrmaschinen und bei Fräsmaschinen Anwendung. Hierbei ist zu bemerken, dass für die achsiale Verschiebung der beiden Vorgelegeräder der nöthige Platz vorhanden sein muss. Je nach den passenden Verhältnissen wird die Ausrückung des Vorgeleges durch Verschiebung der Vorgelegewelle gegen den Spindelkopf zu oder in entgegengesetzter Richtung erfolgen. Ein Beispiel für die achsiale Verschiebung zum Spindelkopfe ist an der horizontalen Bohrmaschine von der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann in Fig. 9 und 10, Taf. II, zu ersehen. Der am linksseitigen Lagerarm ersichtliche Knopf gehört dem cylindrischen Vorsteckstift an, welcher zur Hälfte in eine der beiden in die Vorgelegewelle eingedrehten Ringnuthen eingreift. Ist dieser Stift herausgezogen, so kann die Vorgelegewelle achsial verschoben werden, um die Räderübersetzung auszurücken, beziehungsweise einzurücken.

In Fig. 9, Taf. II, ist das Rädervorgelege eingerückt gezeichnet. Links vom Getriebe auf der Vorgelegewelle ist zwischen diesem und dem Lagerarm noch ein Zwischenraum vorhanden, welcher breit genug ist, um das Getriebe bei der Ausrückung durch achsiale Verschiebung dahin schieben zu können. Ebenso ist rechts von dem die letzte (kleinste) Scheibe der Stufenscheibe begrenzenden Rand zwischen diesem und dem damit fest verbundenen Getriebe noch ein hinreichend breiter Zwischenraum vorhanden, für das dahin zu schiebende Stirnrad auf der Vorgelegewelle. Es ergibt sich hiermit eine etwas größere Länge des Spindelstockes bei der Ausrückung durch achsiale Verschiebung der Vorgelegewelle als bei

Anwendung der Excenterauslösung. Die Detailconstruction der zur Ausrückung achsial verschiebbaren Vorgelegewelle ist in Fig. 6, Taf. VIII, für eine Drehbank in der Draufsicht mit theilweisem Durchschnitt und in Fig. 7 im Querschnitt darstellt. Mit Rücksicht darauf, dass die Zahnräder auf der Vorgelegewelle über in letztere eingelassene Keile aufgeschoben werden, müssen selbe sehr streng auf die Vorgelegewelle aufgepasst sein. Um nun jedes Rad, nämlich sowohl das Getriebe als auch das Stirnrad an seinen Platz zu bringen, ohne es vorher über ein längeres Stück der durchaus gleich dicken Welle schlagen zu müssen, wird die Vorgelegewelle zweckmäßiger Weise wie hier gezeichnet, mit kleinen Absätzen ausgeführt, und zwar derart, dass sich der größte Durchmesser auf derjenigen Seite befindet, von welcher her die Vorgelegewelle in die geschlossenen Lagerbohrungen eingeschoben werden soll.

In Fig. 14, Taf. XXI, ist die Detailconstruction eines Antriebes mit durch achsiale Verschiebung ausrückbarem Rädervorgelege für eine freistehende Bohrmaschine dargestellt. Die Vorgelegewelle ist ausgerückt gezeichnet. Das mit der Stufenscheibe verbundene Getriebe z_1 ist gleich wie in Fig. 7, Taf. X, mit einer entsprechend langen Nabenhülse gegossen, dessen über das Lager in die Bohrung der Stufenscheibe hinausreichendes Ende durch einen in dasselbe eingelassenen Keil die Verbindung beider Theile, behufs Übertragung der rotierenden Bewegung, herstellt.

Ähnlich ist auch der Antrieb mit achsial verschiebbarer Vorgelegewelle bei der in Fig. 1 und 2, Taf. XI, in 2 Ansichten dargestellten Radialbohrmaschine mit um eine verticale Säule drehbarem radialem Arme ausgeführt, jedoch ist hierbei der Lagerarm über der Stufenscheibe am Ständer- oder Säulenfuß angegossen und deshalb auch die Vorgelegewelle über der Stufenscheibe angebracht. Die Gegenstufenscheibe, sowie die feste und lose Riemenscheibe zum Antrieb sind auf der an der Rückseite des kastenförmigen Untersatzes der Bohrmaschine gelagerten Vorgelegewelle angebracht.

Ebenso ist die Vorrichtung zur Riemenverschiebung dort montiert.

Bei dieser Radialbohrmaschine ist keine Tubushülse im Antrieb vorhanden, wie bei jener in Fig. 1 und 2, Taf. VII, und Fig. 1, Taf. XIV, sondern die am einen Ende im Spindelschlitten zwischen einem Bund und dem die Bewegung auf die verticale Bohrspindel übertragenden Kegelrade gelagerte horizontale genuthete Zwischenwelle schiebt sich durch die Nabe des im Flügel gelagerten und durch einen Stellring gegen achsiale Verschiebung gesicherten Kegelrades hindurch über die in der feststehenden

Säule gelagerte verticale Zwischenwelle hinweg frei durch das Gussstück des Flügels hindurch. Diese Welle macht sohin die radiale Verschiebung mit dem Spindelschlitten mit.

Bei großen Radialbohrmaschinen insbesondere kommt häufig die in Fig. 1 und 2, Taf. XII, ersichtliche Anordnung des ausrückbaren Rädervorgeleges im Ständerfuße vor, und zwar mit, wie hier gezeichneter, über der Stufenscheibe liegender Vorlegewelle und Ausrückung des Rädervorgeleges durch achsiale Verschiebung der Vorgelegewelle oder mit daneben liegender Vorgelegewelle und Excenterauslösung. Das Gegenvorgelege mit fester und loser Riemenscheibe befindet sich hierbei am Ständer der Maschine. Bemerkenswert ist noch, dass bei dieser Radialbohrmaschine im Flügel ein Paar Stirnräder vorhanden ist, um die rotirende Bewegung von der hinter dem Spindelschlitten im Flügel unverschiebbar gelagerten Antriebwelle auf die kurze Zwischenwelle im Spindelschlitten zu übertragen, welche am anderen Ende das zum Bohrspindelantrieb erforderliche Kegelrad trägt.

Die in Fig. 6, Taf. XXIII, dargestellte Säulen-Radialbohrmaschine mit im vollen Kreise drehbarem und an der Säule vertical verstellbarem radialem Arme besitzt ebenfalls einen Antrieb mit ausrückbarem Rädervorgelege, und zwar tritt die horizontale Antriebwelle unten in den Säulenfuß ein und überträgt die rotierende Bewegung mittels Kegelräder auf eine im Mittel der Säule gelagerte verticale Welle, welche auf ihrem oberen, die Säule überragenden Ende ein Stirnrad trägt. Die weitere Bewegungsübertragung auf die in allen Winkeln einstellbare Bohrspindel ist in der Zeichnung leicht zu verfolgen.

Bei Plandrehbänken ist auch eine Anordnung dieses Antriebes gebräuchlich, wobei die Stufenscheibe nicht auf der Drehbankspindel sondern auf einer daneben und parallel dazu gelagerten Antriebwelle montiert ist und den Antrieb der Planscheibe durch ein Getriebe bewerkstelligt. Letzteres greift in den an die Planscheibe angeschraubten oder angegossenen Zahnkranz mit innerer Verzahnung ein. In Fig. 1 und 2, Taf. XIII, ist eine Plandrehbank von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik mit in solcher Weise angeordnetem Antrieb in 2 Ansichten gezeichnet. Die Ausrückung des Vorgeleges erfolgt, wie in Fig. 1 ersichtlich, durch achsiale Verschiebung der Vorgelegewelle.

Eine von der bei Supportdrehbänken gewöhnlich gebräuchlichen Anordnung des Rädervorgeleges, mit einer in 2 seitlichen Armen gelagerten Vorgelegewelle, wesentlich abweichende Construction weist die in

Fig. 1, Taf. XXII, in perspectivischer Ansicht dargestellte Supportdrehbank nach A. Siewerdt's Patent auf. Bei derselben sind sämmtliche vier Zahnräder zum Schutze des Arbeiters durch eine Kappe verdeckt, welche nur oben soweit ausgeschnitten ist, als für den über die Stufenscheibe laufenden Riemen erforderlich ist. Die Vorgelegewelle liegt dabei senkrecht unter der Drehbankspindel und die Ausrückung des Rädervorgeleges erfolgt durch achsiale Verschiebung. Die Detailconstruction zu letzterer ist in Fig. 12, Taf. XXXI, im Horizontalschnitt dargestellt. Die beiden Vorgelegeräder sind auf einer hohlen gußeisernen Welle aufgekeilt und letztere wird durch einen in eine Ringnuth eingreifenden, mit Gleitbacken versehenen Stirnzapfen, Hebel, Achse und Handhebel auf der feststehenden schmiedeisernen Achse verschoben, um das Vorgelege ein- oder auszurücken. Der Handhebel ist auch in Fig. 1, Taf. XXII, ersichtlich.

Bei Bohrmaschinen insbesondere kommt häufig noch der Fall vor, dass die Stufenscheibe nicht zwischen dem Getriebe und Stirnrad liegt, sondern dass letztere unmittelbar nebeneinander angeordnet sind, wie es bei der freistehenden Bohrmaschine in Fig. 5 und 6, Taf. XII, gezeichnet ist. In diesem Falle erfolgt die Ausrückung des Rädervorgeleges durch Drehung des excentrischen Zapfens, auf welchem die durch Aufkeilung des Rades auf die verlängerte Nabenhülse des Getriebes miteinander fest verbundenen beiden Vorgelegeräder sich lose drehen. Zur Verkupplung der Stufenscheibe mit der Antriebwelle bei ausgerücktem Rädervorgelege ist neben der Stufenscheibe eine Mitnehmerscheibe auf der Antriebwelle aufgekeilt, welche in einem Schlitze die Mitnehmerschraube radial verschiebbar enthält. Der Mitnehmerstift schiebt sich in einen der vorhandenen 3 Ausschnitte des an der Innenwand der Stufenscheibe angegossenen Randes. Die bezügliche Detailconstruction ist in Fig. 6 bis 9, Taf. XXI, ersichtlich. Fig. 8 zeigt die Einschnitte in den Rand der Stufenscheibe bei abgehobener Mitnehmerscheibe.

Eine andere Lösung der Aufgabe dieser Verkupplung ist in Fig. 10 bis 13, Taf. XXI, dargestellt. Hierbei ist die Mitnehmerscheibe zwischen dem mit der Stufenscheibe fest verbundenen Getriebe und dem Stirnrad auf der Antriebwelle festgekeilt angebracht und das Stirnrad dreht sich lose auf der Nabenhülse dieser Mitnehmerscheibe. Die Mitnehmerschraube ist in die Mitnehmerscheibe eingeschraubt und dient zum Festschrauben eines kleinen rechteckigen mit einem Langloch im Mittel versehenen Schiebers, welcher in einem Einschnitt der Mitnehmerscheibe radial verschiebbar ist, wie in Fig. 12 und 13 ersichtlich. Wird dieser Schieber nach außen

in den übereinstimmenden Einschnitt des die Mitnehmerscheibe umschließenden Zahnradkranzes eingeschoben und festgeschraubt, wie in Fig. 13 gezeichnet, so ist die Verkupplung des Zahnrades mit der Mitnehmerscheibe und hierdurch mit der Antriebwelle erzielt, wie es bei eingerücktem Rädervorgelege nöthig ist. Wird hingegen dieser Schieber nach innen in den übereinstimmenden Einschnitt der an die Nabe des Getriebes angegossenen Scheibe geschoben und festgeschraubt, so ist die Verbindung zwischen der Stufenscheibe und der Antriebwelle hergestellt, wie selbe erforderlich ist, wenn bei ausgerücktem Rädervorgelege gebohrt werden soll.

9. Antrieb mit rotierender Spindel, Stufenscheiben, ausrückbarem Rädervorgelege und auswechselbarer Räderübersetzung. Dieser Antrieb kommt bei gewöhnlichen Plandrehbänken, bei Plan- und Spitzendrehbänken, bei Räderdrehbänken und endlich bei großen Egalisierdrehbänken vor. Beispiele für diesen Antrieb liefern: Die Plandrehbank in Fig. 3 und 4, Taf. XI, die Plan- und Spitzendrehbank mit verschiebbarer Wange in Fig. 3 und 4, Taf. XII, beide von Reinhard Fernau & Co. in Wien; ferner die in Fig. 1 und 2, Taf. XVI, gezeichnete Räderdrehbank von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik und endlich die in Fig. 3, Taf. XXII, nur soweit als es zur Darstellung des Spindelstockes erforderlich ist, gezeichnete große Egalisierdrehbank von G. Sigl in Wien.

Die Plandrehbank, Fig. 3 und 4, Taf. XI, besitzt auf dem Hohlguss-Untersatze einen Spindelstock gleicher Construction wie bei einer gewöhnlichen Supportdrehbank mit ausrückbarem Rädervorgelege. Die auf der Spindel fest aufgekeilte Planscheibe hat jedoch einen angegossenen Zahnkranz. Ferner sind an dem Hohlguss-Untersatze des Spindelstockes zwei Lagerarme angegossen, welche ebenfalls eine achsial verschiebbare Vorgelegewelle tragen wie die beiden seitlichen Lagerarme des Spindelstockes. Nur sind bei der Vorgelegewelle am Untersatz die beiden Übersetzungsräder auf den Stirnenden der Welle aufgekeilt, bei der am Spindelstock aber nebst den beiden zwischen den Lagern aufgekeilten Vorgelegerädern noch am rückwärtigen über das Lager vorstehenden Ende ein Getriebe, welches in das Stirnrad auf der unteren Vorgelegewelle eingreift. Dieses Getriebe ist von der Vorgelegewelle abnehmbar und überdies das zweite Getriebe achsial auf der Vorgelegewelle verschiebbar. Die in Fig. 3 gezeichnete Stellung kommt während der Arbeit nicht vor, sondern es ist entweder das zuletzt genannte zweite Getriebe allein durch achsiale Verschiebung auf der Vorgelegewelle aus dem zugehörigen Stirnrad ausgerückt, wonach der Antrieb mit dreifacher Räderübersetzung durch den

Zahnkranz der Planscheibe erfolgt; oder es ist die untere Vorgelegewelle durch achsiale Verschiebung nach links ausgerückt, in welchem Falle die Drehbankspindel durch die Vorgelegeräder im Spindelstock angetrieben wird; oder endlich ist auch das äußere Getriebe von der Vorgelegewelle am Spindelstock abgenommen und diese achsial nach rechts verschoben, also das Rädervorgelege ausgerückt und die Stufenscheibe mit dem Stirnrad auf der Spindel verkuppelt, wonach die Spindel direct durch die Stufenscheibe also mit den größten minutlichen Umdrehungszahlen angetrieben wird. Die gleiche Einrichtung hat der Antrieb der Plan- und Spitzendrehbank, Fig. 3 und 4, Taf XII. In beiden Fällen hat der Zahnkranz zur Erzielung stets gleicher Umdrehungsrichtung der Planscheibe innere Verzahnung.

Die Räderdrehbank in Fig. 1 und 2, Taf. XVI, hat zunächst an beiden Spindelstöcken einen Antrieb der Spindel durch die auf der letzteren selbst sitzende Stufenscheibe und ein ausrückbares Rädervorgelege. Die Vorgelegewelle ist hierbei weder achsial verschiebbar noch mit Excenterlösung versehen, sondern es wird zur Ausrückung des Vorgeleges nur das Getriebe auf der Vorgelegewelle achsial soweit verschoben, dass es außer Eingriff kommt. Am linksseitigen Spindelstock ist überdies ein auf einem feststehenden Stirnzapfen achsial verschiebbares Stirnrad lose montiert und ferner auf der nach rückwärts über das Lager vorstehenden Vorgelegewelle ein Getriebe aufgekeilt. Dieses lose Stirnrad lässt sich als Zwischenrad in das eben genannte Getriebe und das auf der Bodenwelle aufgekeilte Stirnrad einrücken, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XVI, thatsächlich gezeichnet ist. Bei eingerücktem Zwischenrad ist das Getriebe des ausrückbaren Rädervorgeleges auf der Vorgelegewelle aus dem zugehörigen auf der Spindel aufgekeilten Stirnrad ausgerückt und es erfolgt der Spindelantrieb mit dreifacher Räderübersetzung, nämlich durch den angeschraubten Zahnkranz der Planscheibe wobei das Getriebe auf der Bodenwelle eingerückt ist. Dieser Antrieb durch dreifache Räderübersetzung ergibt sich gleichzeitig für beide Planscheiben, falls das zu jeder Planscheibe gehörige Getriebe auf der Bodenwelle in den Zahnkranz derselben eingerückt ist. Übrigens kann auch jede Planscheibe, unabhängig von der Bodenwelle aus mit der dreifachen auswechselbaren Räderübersetzung angetrieben werden, während gleichzeitig die andere Planscheibe durch ihren Spindelantrieb mit Stufenscheiben und ausrückbarem Rädervorgelege, mit oder ohne Rädervorgelege, in Umdrehung versetzt werden kann. Es ist hierbei selbstverständlich über jedem Spindelstock das

zugehörige Deckenvorgelege mit der Gegenstufenscheibe und fester und loser Riemenscheibe zum unabhängigen Antrieb von der Transmission aus vorhanden.

II. Zahnstangen-Antrieb.

Es ist der bei mittelgroßen und großen Hobelmaschinen zur Metallbearbeitung gewöhnlich gebräuchliche Antrieb. Der auf dem Hobelmaschinenbett in offenen oder geschlossenen Prismen oder auch auf flacher Bahn zwischen geraden Leisten gerade geführte Hobelmaschinentisch ist auf seiner oberen gehobelten Fläche mit Schlitzen zum Aufspannen der zu hobelnden Gegenstände versehen. An seiner unteren Seite ist an demselben, auf gehobelten Passflächen (Arbeitsleisten) anliegend, eine Zahnstange mit nach abwärts gerichteten Zähnen aufgeschraubt. Bei größerer Hobellänge besteht diese Zahnstange aus mehreren hintereinander angeschraubten Stücken. In diese Zahnstange greift ein Stirnradgetriebe oder ein von letzterem als Zwischenrad getriebenes Stirnrad ein, welches die durch Zahnräder von der mittels Riemen in Umdrehung versetzten Antriebwelle hergeleitete rotierende Bewegung auf die Zahnstange überträgt und durch diese die geradlinige Bewegung des Hobelmaschinentisches bewerkstelligt. Die zwischen der Antriebwelle und dem in die Zahnstange oder in das Zwischenrad eingreifenden Getriebe eingeschaltete Räderübersetzung ist bei der gewöhnlich gebräuchlichen Construction eine andere beim leeren Rückgang des Tisches als beim Schnittgang, so dass ersterer nicht nur mit entgegengesetzter Bewegungsrichtung, sondern auch mit größerer Geschwindigkeit erfolgt als letzterer, obwohl die minutliche Umdrehungszahl und die Umdrehungsrichtung der Antriebwelle immer dieselbe bleibt. Die Einrichtung kann jedoch auch in der Weise getroffen sein, dass die Räderübersetzung nicht gewechselt wird, dagegen aber die Antriebwelle durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen abwechselnd in verschiedener Richtung und mit verschiedener minutlicher Umdrehungszahl in Umdrehung versetzt wird. Letztere Anordnung ist bei dem Antrieb der Sellers'schen Hobelmaschine angewendet. Bei derselben ist an Stelle aller Räderübersetzungen auf der durch offenen und gekreuzten Riemen in Umdrehung versetzten, schief im Bett gelagerten Antriebwelle eine Schnecke unterhalb der Zahnstange aufgekeilt, welche unmittelbar in die Zähne der Zahnstange eingreift, wie in Fig. 7, Taf. XIX, im Grundriss mit Hinweglassung der Lager und gestrichelt gezeichneter Zahnstange dargestellt, oder es ist, um mit der Achse der Antriebriemenscheiben parallel (Fig. 8,

Taf. XIX), oder senkrecht (Fig. 6, Taf. XIX), zu den Bettprismen zu kommen, da die Schneckenwelle schief aus dem Bett hervortritt, noch eine fixe Kegelräderübersetzung zur Richtungsänderung angewendet. In ersterem Falle steht die Hobelmaschine schief gegen die Transmission, damit die Antriebwelle parallel zur Transmission liegt, oder es muss ein Deckenvorgelege dazu kommen, welches schief gegen die Transmission liegt und durch einen über Leitrollen geführten Riemen von der Transmission angetrieben wird, falls die Bettprismen parallel zur Transmission gestellt sein sollen. Die Anordnung der Zahnstangenhobelmaschine mit in die Zahnstange eingreifender Schnecke, fixer Kegelräderübersetzung und senkrecht zum Bettprisma liegender Antriebwelle, mit drei Riemenscheiben für einen offenen und einen gekreuzten Riemen, ist an der in Fig. 5, Taf. XIX, dargestellten Hobelmaschine von *Sharp, Stewart & Co.* in *Manchester* ersichtlich. Die Kegelräder sind hierbei durch eine Schutzkappe verdeckt. Weil hierbei nur einfach breite Losscheiben angewendet sind, muss die Riemenverschiebung behufs Bewegungsumkehrung in der Weise vollführt werden, dass zuerst der eben auf der Festscheibe laufende Riemen auf die eine Losscheibe geschoben wird und nachdem er vollends von der Festscheibe abgeschoben ist, erst der zweite Riemen von der Losscheibe auf die Festscheibe gelangt. Dieser Vorgang wird durch die in Fig. 13 bis 15, Taf. XIX, dargestellte Sellers'sche Riemenausrückvorrichtung selbstthätig bewerkstelligt. Für die Erzielung einer größeren minutlichen Umdrehungszahl der Antriebwelle für den leeren Rückgang, als für den Schnittgang, werden für den offenen und gekreuzten Riemen zwei doppelt breite Riemenscheiben von verschiedenem Durchmesser auf der Transmission beziehungsweise auf dem Deckenvorgelege angebracht. Beim Stillstand des Hobelmaschinentisches laufen beide Riemen auf den Losscheiben. Die bezügliche Einstellung der Riemenausrückvorrichtung erfolgt von Hand.

In Fig. 5 und 6, Taf. XXIV, ist eine Hobelmaschine mit Zahnstangenantrieb durch wechselnde Räderübersetzung $(z_1 : z_2) \cdot (z_3 : z_4)$ für den Schnittgang und $(z_3 : z_4)$ für den leeren Rückgang, in der Vorderansicht und Seitenansicht dargestellt. Der Tisch läuft hierbei in offenen Prismen. Die Fig. 7, Taf. XXIV, zeigt die zugehörige Detailconstruction des Antriebes im Grundriss mit Hinweglassung der Lager und gestrichelt gezeichneter Zahnstange. Hierbei greift das Getriebe z direct in die Zahnstange, und ein Räderpaar $z_3 z_4$ liegt außerhalb des Bettes.

In Fig. 16 bis 18, Taf. XXVII, ist die Construction mit Anwendung eines in die Zahnstange eingreifenden Zwischenrades z_0 durch-

geführt, behufs Erzielung einer längeren Eingriffsdauer und eines minder hebend wirkenden Zahneingriffes und damit im Zusammenhange stehenden ruhigeren Ganges der Maschine. Ferner sind hierbei zum Schutze des Arbeiters sämmtliche Zahnräder innerhalb des Bettes unter dem Tische angeordnet. In Fig. 16, Taf. XXVII, ist die Detailconstruction dieses Antriebes im Grundriss mit Hinweglassung der Lager und gestrichelt gezeichneter Zahnstange dargestellt. Für den Schnittgang ergibt sich wieder die Räderübersetzung $(z_1 : z_2) \cdot (z_3 : z_4)$ und für den leeren Rückgang $(z_3 : z_4)$ allein.

Beim Schnittgang läuft der Antriebriemen in beiden Fällen auf der linksseitigen Riemenscheibe A, welche auf der Antriebwelle fest aufgekeilt ist. Die rotierende Bewegung wird hierbei durch das Getriebe z_1 im Bett auf das zugehörige Stirnrad z_2 auf der Zwischenwelle übertragen, von dem auf letzterer in Fig. 7, Taf. XXIV, außerhalb, in Fig. 16 und 17 innerhalb des Bettes aufgekeilten Getriebe z_3 auf das eingreifende Stirnrad z_4 auf der zweiten Zwischenwelle und endlich von dieser in Fig. 7, Taf. XXIV, durch das Getriebe z auf die Zahnstange als geradlinige Bewegung, oder wie in Fig. 16, Taf. XXVII, durch das Getriebe z vermittels des in die Zahnstange eingreifenden größeren Zwischenrades z_0 ebenfalls als geradlinige Bewegung auf die Zahnstange übertragen.

Beim leeren Rückgang des Tisches läuft der Antriebriebriemen hingegen auf der rechtsseitigen Riemenscheibe B, welche auf der verlängerten Nabenhülse des daneben befindlichen Getriebes z_3 aufgekeilt und sammt diesem auf der Antriebwelle lose montiert ist. Es erfolgt nun die Übertragung der rotierenden Bewegung von diesem Getriebe z_3 direct auf das Stirnrad z_4 der zweiten Zwischenwelle und von dieser durch das Getriebe z auf die Zahnstange als geradlinige Bewegung, wie in Fig. 7, Taf. XXIV, oder auf das in letztere eingreifende größere Zwischenrad z_0, wie in Fig. 16, Taf. XXVII. Der Schnittgang wird sohin mit doppelter, der leere Rückgang hingegen mit einfacher Räderübersetzung ausgeführt, daher letzterer im Verhältnisse $(z_3 : z_1)$ schneller. Die Riemenverschiebung erfolgt über die, zwischen den genannten beiden Riemenscheiben liegende, Losscheibe C durch die Riemenausrückvorrichtnng. Letztere wird durch Anschläge selbstthätig bewegt, welche in dem seitlich am Tisch angebrachten ausgehobelten Schlitz zu beliebiger Einstellung der Hobellänge verstellbar sind. Beim Stillstand des Hobelmaschinentisches läuft der Riemen auf der Losscheibe C. Die bezügliche Einstellung der Riemen-

ausrückvorrichtung erfolgt durch den die Hobelmaschine bedienenden Arbeiter (Hobler) mittels der Hände.

Die in Fig. 6 und 7, Taf. XV, in zwei Ansichten dargestellte Hobelmaschine von *Ant. Fetu & Deliège* in Lüttich zeigt eine andere Montierung eines solchen Antriebes mit in die Zahnstange eingreifendem Zwischenrad.

Bei großen Hobelmaschinen ist zwischen dem dort gezeichneten Zahnstangengetriebe und der Zahnstange, beziehungsweise dem in dieselbe eingreifenden großen Zwischenrad, zur Erzielung einer größeren Räderübersetzung noch ein Räderpaar eingeschaltet. Es erfolgt dabei der leere Rücklauf mit doppelter und der Schnittgang mit dreifacher Räderübersetzung.

In Fig. 5, Taf. XV, ist der Antrieb für eine Hobelmaschine von *Ch. Donnay* in Paris mit im geschlossenen Prisma laufendem Tisch, an diesem angeschraubter Zahnstange und eingreifendes Getriebe mit wechselnder Kegelräderübersetzung ausgeführt. Auf der zum Bett parallel liegenden Antriebwelle ist das Getriebe für die kleinere Übersetzung und die zugehörige rechtsseitige Riemenscheibe aufgekeilt; das Getriebe für die größere Übersetzung, auf dessen verlängerte Nabenhülse die zugehörige linksseitige Riemenscheibe aufgekeilt ist, lauft lose auf der Welle und ebenso die mittlere Scheibe, auf welcher der Riemen beim Stillstand der Hobelmaschine lauft.

Der Zahnstangenantrieb wird auch in der Weise ausgeführt, dass die Zahnstange am Bett festgeschraubt ist und still steht, dagegen das Getriebe in dem die hin- und hergehende Bewegung ausführenden Schlitten angebracht ist. Auf der im Schlitten gelagerten Welle des Zahnstangengetriebes ist ferner ein Schneckenrad aufgekeilt. In dieses greift eine Schnecke ein, welche auf einer dem Bett entlang geführten genutheten Schneckenwelle zwischen zwei am Schlitten befestigten Lagern angebracht ist und durch letztere bei der Bewegung des Schlittens auf der Schneckenwelle achsial vorschoben wird, so dass sie stets mit dem Schneckenrad in Eingriff bleibt. Die Schnecke greift mit einem darin befestigten Keil (Federkeil, Feder) in die Nuth der Schneckenwelle und überträgt hierdurch die rotierende Bewegung auf das Schneckenrad und das Zahnstangengetriebe. Da letzteres in die fest liegende Zahnstange eingreift, wird durch dasselbe der in Prismen am Bett gerade geführte Werkzeugschlitten geradlinig verschoben, und zwar hin oder her, je nach der Umdrehungsrichtung der Schneckenwelle. Die Einleitung der rotierenden Bewegung der Schneckenwelle erfolgt endlich durch zwei Antrieb-

riemenscheiben und dazwischen liegender Leerscheibe mit wechselnder Räderübersetzung und wechselnder Umdrehungsrichtung der Schneckenwelle. Einen solchen Antrieb erhalten gewöhnlich die zum Hobeln schwerer großer Gegenstände dienenden Grubenhobelmaschinen, bei welchen der Werkzeugschlitten mit 2 oder 4 Werkzeugsupporten über den in der Grube auf fester Unterlage aufgespannten Arbeitsstücken geradlinig hin und her bewegt wird. Hierbei kann die Einrichtung so getroffen sein, dass sowohl beim Hingang als auch beim Hergang gehobelt wird, in welchem Falle die Schlittengeschwindigkeit, also auch die minutliche Umdrehungszahl, beim Hingang dieselbe ist wie beim Rückgang, oder es wird nur nach einer Richtung hin gehobelt, und dann erfolgt der leere Rücklauf des Schlittens mit größerer Geschwindigkeit, also bei größerer minutlicher Umdrehungszahl der Schneckenwelle.

Bei der in Fig. 3 und 4, Taf. XXVI, gezeichneten Grubenhobelmaschine sind 4 Werkzeugsupporte an dem Schlitten angebracht, wovon zwei beim Hingang und zwei beim Hergang zum Hobeln angestellt werden können. Der über die Grube reichende lange Schlitten ist auf dem in zwei Stücken rechts und links von der Grube am Fundament montierten Bette in geschlossenen Prismen geführt. Der Antrieb ist jedoch mit zweierlei Räderübersetzung für den Rücklauf eingerichtet, so dass auch der Rücklauf mit größerer Geschwindigkeit als der Schnittgang ausgeführt werden kann, wenn nur mit 2 Supporten nach einer Richtung hin gehobelt werden soll.

Die bezügliche Detailconstruction ist mit Hinweglassung der Lager in Fig. 5, Taf. XXVI, in der Draufsicht dargestellt. Auf der vollen schmiedeisernen Antriebwelle ist die Antriebriemenscheibe A und das Getriebe z_1 nebst jenem z_1' links davon auf einer gusseisernen Hülse vereinigt aufgekeilt und auf der hohlen gusseisernen Hülse links von der Antriebriemenscheibe B diese und das Getrieb z_3. Zwischen diesen beiden Antriebriemenscheiben ist die Leerscheibe C auf der schmiedeisernen Welle lose angebracht. Befindet sich der Antriebriemen auf der Scheibe B, so erfolgt die Bewegungsübertragung durch das Getriebe z_3, Zwischenrad z_0, Stirnrad z_4, Schnecke z_5 und Schneckenrad z_6 auf das Zahnstangengetriebe z mit der für den Schnittgang erforderlichen Umfangsgeschwindigkeit. Wird jedoch der Riemen über die Leerscheibe hinüber auf die Antriebscheibe A verschoben, so rotiert diese in der gleichen Richtung, wie vorher B, und es wird die rotierende Bewegung durch das Getriebe z_1 und Stirnrad z_2 oder durch das Getriebe z_1' und z_2' auf die Schneckenwelle

übertragen und von dieser, wie vorher auf das Zahnstangengetriebe, weiter geleitet, je nachdem z_2 in z_1 eingerückt und z_2' aus z_1' ausgerückt ist, wie in Fig. 5, Taf. XXVI, voll gezeichnet, oder z_2' und z_1' eingerückt und z_2 aus z_1 ausgerückt ist, wie in Fig. 5, Taf. XXVI, gestrichelt gezeichnet ist. In ersterem Falle erfolgt der Antrieb der Schneckenwelle mit größerer minutlicher Umdrehungszahl, weil die in Eingriff stehenden Räder z_2 und z_1 gleiche Zähnezahlen haben ($z_1 = z_2$), während $z_1' < z_2'$ ist.

Zur Erzielung einer parallelen Verschiebung des Schlittens auf den beiden, an den Grubenrändern, also sehr weit auseinander liegenden, Führungsprismen, ist in jeder der beiden Betthälften, also jederseits der Grube eine Zahnstange angeschraubt und die beiden Zahnstangengetriebe sind auf einer über die Grube hinüber reichenden Welle aufgekeilt, welche im Schlitten gelagert ist und am einen Ende (in Fig. 3, Taf. XXVI, am linksseitigen Ende) das Schneckenrad aufgekeilt trägt. Werden die Zahnräderpaare für den Schnittgang und jene für den langsamen Rückgang mit gleichen Zähnezahlen ausgeführt, nämlich $z_1' = z_3$ und $z_2' = z_4$, so erfolgt der Schnittgang nach vorwärts und nach rückwärts, d. i. wenn der Riemen auf der Scheibe B oder A läuft, mit gleicher Geschwindigkeit.

III. Schraubenantrieb.

Es ist ebenfalls ein Hobelmaschinenantrieb für gradlinig hin und her gehende Tischbewegung. Der wesentliche constructive Unterschied gegenüber dem Zahnstangenantrieb besteht darin, dass an Stelle der Zahnstange eine Schraubenmutter mit flachgängigem Gewinde unten am Tisch angeschraubt ist, in welche eine parallel zum Bettprisma im Bett gelagerte flachgängige Schraubenspindel eingreift. Behufs Nachstellung der Mutter ist dieselbe zweitheilig, und um bei langer Schraubenspindel Unterstützungen derselben durch feste Lager anbringen zu können, umgreift die Mutter die Spindel nur rechts und links und lässt sohin die untere Peripherie der Schraubenspindel frei.

Ein Beispiel der Anwendung dieses Antriebes liefert die Whitworth'sche Hobelmaschine mit springendem Hobelstahl, welche sowohl beim Hingange als auch beim Rückgang des Tisches hobelt, daher den Hin- und Rückgang mit gleicher Geschwindigkeit ausführt. In Fig. 4, Taf. XIX, sind die wesentlichen Theile des Antriebes dieser Maschine im Grundrisse dargestellt. An dem rückwärts über das Lager aus dem Bett vorstehenden

Ende der Schraubenspindel ist ein Kegelrad aufgekeilt, in welches zwei gleich große Kegelräder rechts und links eingreifen. Von letzteren ist das den Antriebriemenscheiben zunächst gelegene, mit der anschließenden Antriebriemenscheibe auf einer hohlen gusseisernen Hülse aufgekeilt, welche in 2 Lagern läuft. Durch diese Hülse geht lose eine schmiedeiserne Welle hindurch, auf welcher das zweite Kegelrad und die zweite Antriebriemenscheibe aufgekeilt ist. Zwischen beiden Antriebriemenscheiben befindet sich die Losscheibe, über welche der Riemen bei der Umkehrung der Tischbewegung durch die Riemenausrückvorrichtung von der einen auf die zweite Antriebriemenscheibe hinweg geschoben wird. Es erfolgt also der Hin- und Rückgang des Tisches mit der gleichen Räderübersetzung, jedoch mit geänderter Umdrehungsrichtung der Schraubenspindel.

Bei den Hobelmaschinen von *Ant. Fetu & Deliège* in Lüttich ist für gewöhnliche Hobelmaschinen mit beschleunigtem schnellem Rückgang die in Fig. 3, Taf. XIX, im Grundriss gezeichnete Construction gebräuchlich. Bei derselben sind zwei Kegelräder auf der Schraubenspindel aufgekeilt und sammt den eingreifenden Getrieben so dimensioniert, dass der Rücklauf mit kleinerer Räderübersetzung, sohin mit größerer minutlicher Umdrehungszahl der Schraubenspindel, erfolgt als der Schnittgang. Das eine Getriebe ist wieder mit der anschließenden Antriebriemenscheibe auf einer gusseisernen Hülse aufgekeilt, ebenso das zweite Getriebe und die zweite Antriebriemenscheibe auf der schmiedeisernen durch diese Hülse hindurchgehende Welle, und zwischen den beiden Antriebriemenscheiben die Losscheibe angebracht. Es erfolgt also der Hin- und Rückgang des Tisches mit wechselnder Räderübersetzung und geänderter Umdrehungsrichtung der Schraubenspindel.

Die in Fig. 6 und 7, Taf. XXV, in zwei Ansichten dargestellte Hobelmaschine mit Schraubenantrieb von Reinhard Fernau & Co. in Wien, hat abweichend von den vorgenannten Constructionen, nur eine einfache fixe Kegelräderübersetzung, um mit der Antriebwelle senkrecht zum Tischprisma zu kommen und dadurch außerhalb des Bereiches der Tischbewegung gleich am Bettende für die Antriebriemenscheibe Platz zu finden, welche, wie bei der Sellers'schen Hobelmaschine durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen, abwechselnd mit verschiedener Umfangsgeschwindigkeit angetrieben wird und deshalb zwischen zwei Leerscheiben angebracht ist.

Ebenso hat die in Fig. 1 und 2, Taf. XXIV, dargestellte Blechkantenhobelmaschine von Reinhard Fernau & Co. einen solchen Antrieb mittels offenem und gekreuztem Riemen und Sellers'scher Vorrichtung

zur Riemenverschiebung, jedoch erfolgt hierbei der Leitspindelantrieb direct durch die zwischen beiden Leerscheiben aufgekeilte Antriebriemenscheibe ohne Räderübersetzung. Auf dem durch die Leitspindel bewegten, auf dem Bett in geschlossenen Prismen geführten Hobelschlitten, befinden sich nämlich zwei Werkzeugsupporte, wovon der eine beim Hingang und der andere beim Rückgang zum Hobeln an die Blechkante angestellt wird. Es erfolgt mithin der Hin- und Rückgang mit gleicher Geschwindigkeit, also mit gleicher minutlicher Umdrehungszahl der Schraubenspindel, welche hier vorzugsweise Leitspindel genannt wird.

IV. Kurbelantrieb.

Bei rascher auf- und abwärtsgehender Bewegung des Werkzeuges wie z. B. bei Gattersägen und Stemmaschinen zur Holzbearbeitung erfolgt der Kurbelantrieb direct durch die auf der Kurbelwelle aufgekeilte Antriebriemenscheibe, welche manchmal zur Erzielung der erwünschten Gleichmäßigkeit des Ganges als Schwungrad ausgebildet ist oder nebst einem zu diesem Zweck vorhandenen Schwungrad wirkt. Bei langsamerem Gange wird zwischen der Kurbel und der Riemenscheibe oder Stufenscheibe noch eine einfache und bei sehr langsamem Gange eine doppelte Räderübersetzung, eventuell auch eine Räderübersetzung mit ausrückbarem Rädervorgelege, zur Erzielung einer größeren Reihe verschiedener minutlicher Kurbelumdrehungszahlen angewendet.

In allen diesen Fällen rotiert die Kurbel mit constanter Umfangsgeschwindigkeit. Es ist mithin die Geschwindigkeit des geradlinig bewegten Werkzeuges variabel von Null bis zu dem in der Nähe des Hubmittels eintretenden Maximum und man zieht hierbei gewöhnlich die, während eines Hubes auftretende, mittlere Geschwindigkeit in Betracht. Rotiert nun die Kurbel mit constanter Umfangsgeschwindigkeit, so ergibt sich für den Hingang des Werkzeuges die nämliche mittlere Geschwindigkeit wie für den Rückgang.

In Fig. 1 und 2, Taf. XXVI, ist der Kurbelantrieb mit Fest- und Leerscheibe auf der Kurbelwelle an einer Gattersäge von G. Topham in Wien dargestellt. Die Festscheibe, d. i. die auf der Kurbelwelle aufgekeilte Antriebriemenscheibe, ist hierbei als Schwungrad ausgebildet. Die Kurbelzapfen sind in 2 gusseisernen Kurbelscheiben befestigt und letztere an den über die Lager vorstehenden Enden der Kurbelwelle aufgekeilt, welche unten zwischen den Ständerfüßen gelagert ist.

Am Gatterrahmen sind oben aus den Ständerschlitzen hervortretend die beiden Stirnzapfen angebracht, mittels welcher die beiden seitlich von den Ständern nach aufwärtsgehenden Leitstangen den Gatterrahmen anfassen, um die rotierende Kurbelbewegung als geradlinige hin- und hergehende Bewegung auf denselben zu übertragen. Der Gatterrahmen ist in angeschraubten und leicht auswechselbaren Prismen an den Ständern vertical gerade geführt. Die gusseisernen Ständer sind auf dem Fundamente freistehend aufgeschraubt und und an diese alle übrigen Theile der Säge anmontiert. Die beiden Riemenscheiben auf der Kurbelwelle sind mit Rücksicht auf die Montierung zweitheilig hergestellt, und die Leerscheibe enthält in ihrer Nabe Metallschalen.

Der Kurbelantrieb der Gattersäge von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik in Fig. 3 und 4, Taf. XXIV, weist auf den Enden der unten zwischen den Ständern gelagerten Kurbelwelle zwei Schwungräder auf, deren jedes an einem Arm befestigt einen Kurbelzapfen enthält. Die unten offenen gusseisernen Ständer sind auf einer eisernen Grundplatte aufgeschraubt, welche auch die beiden Lager für die Kurbelwelle trägt. Die beiden seitlich von den Ständern nach aufwärts gehenden Leitstangen fassen den Gatterrahmen oben an den aus den Ständerschlitzen hervortretenden Stirnzapfen an. Der Gatterrahmen ist an cylindrischen Führungsstangen gerade geführt, welche an die beiden Ständer angeschraubt sind. Die Leerscheibe ist zweitheilig.

Eine von beiden vorstehend genannten Ausführungen abweichende Anordnung zeigt die Gattersäge von der Sächsischen Maschinenfabrik zu Chemnitz, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XX, zu ersehen ist. Hierbei liegt die Kurbelwelle nicht unter dem Fußboden des Maschinenraumes, wie in den beiden vorgenannten Fällen, sondern über demselben, und zwar neben dem rechtsseitigen Ständer mit einer Kurbelkröpfung ausgeführt, dagegen neben dem linksseitigen Ständer mit einer Stirnkurbel versehen. Neben der festen und losen Riemenscheibe ist auf der Kurbelwelle noch ein Schwungrad angebracht. Die beiden Leitstangen fassen den Gatterrahmen wieder oben an. Der Gatterrahmen ist in Prismen mit nachstellbaren Leisten an den Ständern gerade geführt.

Der Kurbelantrieb der Gattersägen hat unveränderlichen Kurbelhalbmesser und der Gatterrahmen wird mit stets gleicher Hubhöhe auf und ab bewegt.

Bei den Stemmaschinen, Nuthstoßmaschinen und *Shaping*-Maschinen ist die Construction des Kurbelantriebes für veränderlichen

Hub des Werkzeuges auszuführen, was dadurch erreicht wird, dass die Kurbelscheibe mit einem oder zwei parallelen schwalbenschwanzförmig oder T förmig ausgehobelten Schlitzen zum Anschrauben des radial verstellbaren Kurbelzapfens versehen ist.

So gestaltet ist der Antrieb der in Fig. 11 und 12, Taf. XXVIII, dargestellten Stemmaschine, welche übrigens am selben Ständer noch eine Holzbohrmaschine trägt, dann der Antrieb der in Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII, dargestellten doppelten Mutternstoßmaschine und jener der in Fig. 3 und 4, Taf. XXVIII, dargestellten Nuthstoßmaschine, endlich der in Fig. 13 und 14, Taf. XXVIII, dargestellten kleinen *Shaping*-Maschine, und zwar durchwegs ohne Räderübersetzung; ferner der Antrieb der Nuthstoßmaschine mit fixer Räderübersetzung in Fig. 5 und 6, Taf. XXVIII, der einfachen *Shaping*-Maschine in Fig. 7 und 8, Taf. XXVIII, und der doppelten *Shaping*-Maschine in Fig. 9 und 10, Taf. XXVIII, ebenfalls mit fixer, und zwar einfacher Räderübersetzung. Größere Maschinen dieser Art erhalten doppelte Räderübersetzung und in besonderen Fällen ein ausrückbares Rädervorgelege.

In Fig. 5 bis 8, Taf. XXVII, ist die Kurbelscheibe mit dem verstellbaren Kurbelzapfen dargestellt, und zwar ist die Construction in Fig. 7 und 8 hauptsächlich bei Stemmaschinen und Nuthstoßmaschinen, dagegen jene in Fig. 5 und 6 hauptsächlich bei *Shaping*-Maschinen gebräuchlich. In beiden Fällen sind die Schlitze für die Befestigungsschrauben entweder T förmig wie in Fig. 6 und 7 oder V förmig wie in Fig. 5 und 6. Bei den Nuthstoßmaschinen wird häufig die Anordnung getroffen, dass die gusseiserne, außen cylindrisch abgedrehte Kurbelscheibe oben in den am darüberliegenden Theile cylindrisch ausgebohrten Ständer eingepasst ist, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XXVII, gezeichnet, um den Druck direct auf den Ständer zu übertragen und die Kurbelwelle gegen Biegung zu sichern. Oft ist auch an dieser Stelle ein nachstellbarer an die Kurbelscheibe außen angepasster Backen in den Ständer eingepasst, welcher Stoßbacken genannt wird und der Kurbelscheibe zur Anlage dient, wie in Fig. 2, Taf. XXXI, gezeichnet.

Bei schweren Maschinen wird zur Verstellung des Kurbelzapfens eine radial in der Kurbelscheibe gelagerte flachgängige Schraubenspindel angewendet, wie in Fig. 1, Taf. XXI, 3 und 9, Taf. XXIX, ersichtlich ist.

Das Princip dieses Antriebes ist in Fig. 1, Taf. XXVII, für Stemmaschinen und Nuthstoßmaschinen, ferner in Fig. 3, Taf. XXVII, für *Shaping*-Maschinen ohne Räderübersetzung dargestellt, dagegen in

Fig. 2, Taf. XXVII, für Nuthstoßmaschinen mit einfacher fixer Räderübersetzung und in Fig. 19, Taf. XXVII, für Nuthstoßmaschinen mit ausrückbarem Rädervorgelege und endlich in Fig. 4, Taf. XXVII, für *Shaping*-Maschinen mit einfacher fixer Räderübersetzung. Der Werkzeugsupport ist hierbei ebenso wie der Werkzeugstoß oder Stößel durch einfache Linien mit Hinweglassung der für diese Betrachtung nebensächlichen Constructionsdetails dargestellt.

Eine besondere Ausführungsart des Kurbelantriebes, welche sich von den vorhergehend betrachteten Arten dadurch wesentlich unterscheidet, dass zwei nur theilweise ausgebildete Schubstangen (Druckstelzen) den gerade geführten Werkzeugstoß in seinen Führungsprismen geradlinig hin und her verschieben, kommt bei Lochmaschinen sowohl als auch bei Scheren vor. Bei Lochmaschinen ist überdies noch die Einrichtung getroffen, daß die Druckunterlage der den Niedergang des Stoßes bewirkenden, den Kurbelzapfen nur unten umschließenden Schubstange, von ihrer Form auch Druckstelze genannt, zur Seite geschoben werden kann, und dann die Niederbewegung des Stoßes nicht bewirkt wird. In Fig. 13 bis 15, Taf. XXX, ist die bezügliche Detailconstruction für die combinirte kleine Schere und Lochmaschine Fig. 13 und 14, Taf. XXIX, gezeichnet. Bei großen Lochmaschinen ist die Schubstange so ausgeführt, dass sie den Kurbelzapfen vollständig umschließt und zur Ausrückung mittels eines Handhebels zur Seite geschoben werden kann, wie in Fig. 5, Tafel XXX, oder es wird ebenfalls die Druckunterlage, aber mittels eines Handhebels zur Seite geschoben, wie bei der großen combinirten Schere und Lochmaschine in Fig. 1 bis 4, Taf. XXX, sowohl auf der Lochseite als auch auf der Scherenseite ausgeführt und insbesondere in Fig. 4 ersichtlich ist.

Die Abänderung des Antriebes mit Kurbelscheibe und Räderübersetzung durch Anwendung excentrischer Räder, behufs Erzielung einer größeren mittleren Geschwindigkeit für den leeren Rückgang als für den Schnittgang (beschleunigter Rückgang), ist an der in Fig. 1 bis 4, Taf. XXI, dargestellten Nuthstoßmaschine von *Frey & Donnay* in Paris durchgeführt, und zwar für eine Maschine mit 420 *mm* maximalem Hub des Werkzeugstoßes. Von der Stufenscheibe mit 3 verschiedenen Durchmessern $d_1 d_2 d_3$ erfolgt die Bewegungsübertragung durch die Antriebwelle A und die beiden centrisch gebohrten Stirnräder $z_1 z_2$ auf die oben im Ständer gelagerte Zwischenwelle W und von dieser durch die excentrisch gebohrten Stirnräder (excentrischen Räder) z_3 und z_4 auf die Kurbelwelle K, wie insbesondere in Fig. 1 im Durchschnitt ersichtlich ist.

Der Schlitzkurbelarm *S* ist bei dieser Maschine mit der Kurbelwelle aus einem Stücke geschmiedet, während sonst gewöhnlich eine gusseiserne geschlitzte Kurbelscheibe auf die Kurbelwelle aufgekeilt wird. In Fig. 3 sind die excentrischen Räder mit dem angrenzenden Ständertheil in der Ansicht gezeichnet. In Fig. 4 ist ein Horizontalschnitt nach *AB*, Fig. 1, dargestellt, woraus das Detail der Einhängung der Schubstange in den im Werkzeugstoß durch eine flachgängige Schraube vertical verstellbaren Zapfen und ferner die Prismenführung des Werkzeugstoßes in der Draufsicht ersichtlich ist. Die Ansicht der letzteren ist in Fig. 2 (Vorderansicht der ganzen Maschine) dargestellt.

V. Hebelantrieb.

Bei diesem Antrieb sind alle Theile bis zur Kurbelscheibe wie bei dem vorstehend betrachteten Kurbelantrieb vorhanden, jedoch ist die Schubstange für die Umsetzung der rotierenden in die geradlinig hergehende Bewegung nicht in den Kurbelzapfen eingehängt, sondern in einen Stirnzapfen an der oscillierenden Kurbelschleife, auch Coulissenhebel oder Schlitzhebel genannt, welche durch den mittels eines Gleitbackens in ihren Schlitz eingreifenden Kurbelzapfen in oscillierende Bogenbewegung versetzt wird.

In Fig. 4, Taf. XXXI, ist das Princip dieses Antriebes in der bei Hobelmaschinen mit Hebelbewegung und bei *Shaping*-Maschinen mit traversierendem Aufspanntisch gebräuchlichen Art dargestellt. Bei ersteren wird der Tisch unter dem Quersupport hin- und herbewegt, bei letzteren wie hier gezeichnet, das Werkzeug über dem am Tisch festgespannten Arbeitsstück. Es wird übrigens der Hebelantrieb in dieser Anordnung auch bei Nuthstoßmaschinen ausgeführt, wobei der Stoß durch die Schubstange vertical auf- und abbewegt wird.

In Fig. 5, Taf. XXXI, ist der Hebelantrieb in der zumeist bei Nuthstoßmaschinen und in Fig. 15, Taf. XXVII, bei *Shaping*-Maschinen mit traversierendem Werkzeug gebräuchlichen Ausführung gezeichnet. Bei ersteren ist die Anordnung so, dass der Werkzeugstoß in verticaler, bei letzteren dagegen so, dass er in horizontaler Richtung gerade hin- und herbewegt wird. Der Kurbelzapfen ist auch bei diesem Antrieb im Schlitz der Kurbelscheibe zur Erzielung verschiedener Hublängen radial verstellbar. Weil nun, wie aus diesen Darstellungen ersichtlich ist, bei der angenommenen Umdrehungsrichtung der Kurbelzapfen weniger als eine halbe Umdrehung beim Rückgang des Werkzeuges und mehr als eine

halbe Umdrehung beim Schnittgang durchläuft, der Kurbelzapfen aber mit constanter Geschwindigkeit rotiert, so erfolgt der Rückgang des Werkzeuges in kürzerer Zeit als der Schnittgang. Es ergibt mithin dieser Antrieb einen durch die wechselnde Hebelübersetzung bedingten beschleunigten leeren Rückgang des Werkzeuges und dies ist der Grund seiner Anwendung.

Eine Hobelmaschine allgemein gebräuchlicher Bauart mit Hebelantrieb (Hebelhobelmaschine) ist in 2 Ansichten in Fig. 15 und 16, Taf. XXVIII, eine *Shaping*-Maschine sehr compendiöser Art mit Hebelantrieb von *Ant. Fetu & Deliège* in Lüttich in Fig. 5 und 6, Taf. VII, und eine ebensolche von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz, in Fig. 1 und 2 auf Taf. XXV, mit Details in Fig. 6 bis 8, Taf. XXXV, ebenfalls in 2 Ansichten, ferner in Fig. 1 und 2, Taf. XXXII, mit Details in Fig. 2 und 3, Taf. XXXI, eine Nuthstoßmaschine mit Coulissenhebel und doppelter fixer Räderübersetzung von der Sächsischen Maschinenfabrik und endlich in Fig. 5, Taf. XXIII, eine Nuthstoßmaschine mit Coulissenhebel im Ständerkopfe und zu den Ständerseitenflächen senkrechter Antriebwelle von der Maschinenfabrik Oerlikon dargestellt. Bei der Hebelhobelmaschine Fig. 15 und 16, Taf. XXVIII, und bei der *Shaping*-Maschine Fig. 5 und 6, Taf. VII, ist das Stirnrad zugleich Kurbelscheibe und als solche mit dem radialen schwalbenschwanzförmig oder T förmig ausgehobelten Schlitz zur Verstellung des Kurbelzapfens an der dem Coulissenhebel zugekehrten Seite versehen. Um den Werkzeugstoß bei Nuthstoßmaschinen und *Shaping*-Maschinen je nach Erfordernis weiter hinauf oder herab, beziehungsweise weiter zurück oder vorstellen zu können, ist der Stirnzapfen, an welchem die Schubstange den Stoß anfaßt, in einem Schlitz an letzterem verstellbar, wie in Fig. 1 bis 14, Taf. XXVIII, zu ersehen ist. Um dem Stoß, sowohl in der höchsten als auch in der tiefsten Lage, gleich lange Führung im Prisma zu geben, ist das Führungsprisma bei der in Fig. 5, Taf. XXI, dargestellten Nuthstoßmaschine von William Sellers in Philadelphia am Ständer vertical verstellbar.

VI. Antrieb mit rotierender Kurbelschleife.

Von der Stufenscheibe erfolgt die Bewegungsübetragung entweder direct auf die rotierende Kurbelschleife oder zuerst auf ein Getriebe und von dem mit letzterem im Eingriff stehenden Stirnrad auf die rotierende Kurbelschleife. Letztere ist auf der Kurbelwelle aufgekeilt und bewirkt

somit die rotierende Bewegung der mit radial verstellbarem Kurbelzapfen versehenen Kurbel oder Kurbelscheibe mit wechselnder Umfangsgeschwindigkeit derart, dass der von der Kurbelscheibe wie beim einfachen Kurbelantrieb durch Schubstange bewegte gerade geführte Werkzeugstoß den Rückgang in kürzerer Zeit ausführt als den Schnittgang. Der Antrieb macht auf den unkundigen Beschauer den Eindruck von etwas Geheimnisvollem, da der wesentliche Theil, welcher die rotierende Bewegung der Kurbelschleife einleitet, verdeckt ist.

Die einfachste Anordnung dieses Antriebes ist an der in Fig. 1 bis 10, Taf. XXIX, dargestellten Stemmaschine von der Maschinenfabrik Grafenstaden zu ersehen. Bei derselben wird die rotierende Kurbelschleife direct von der Stufenscheibe angetrieben. In die am rückwärtigen Ende der Kurbelwelle aufgekeilte Kurbelschleife greift der Gleitbacken ein, welcher über den an der Stirnwand der Stufenscheibe befestigten Stirnzapfen geschoben ist, wie in Fig. 1 und 8 ersichtlich ist. Die Stufenscheibe ist lose auf dem excentrisch abgedrehten Lagerhalse montiert, durch dessen Bohrung die Kurbelwelle hindurchgeht. In Fig. 6, Taf. XXXI, ist die um 90° gegen den Kurbelschlitz $O A$ in der Kurbelscheibe versetzt aufgekeilte Kurbelschleife S in einer Stellung gezeichnet, welche dem Schnittgang in der Pfeilrichtung von K_1 nach aufwärts entspricht. Für die Erkennung der Bewegungsdauer des Abwärtsganges von A_1 über A nach A_2 und jener des Aufwärtsganges von A_2 nach A_1 des Werkzeugstoßes, beziehungsweise seiner Kurbel sind die wichtigen Stellungen der Kurbelschleife mit ihrem Kurbelzapfen in K_1 für den Schnittgang über K nach K_2 und die gleichzeitige jeweilige Kurbelstellung an der Kurbelscheibe für die Schubstangenbewegung mit dem Kurbelzapfen in A_1 ebenfalls für den Schnittgang über A nach A_2, sowie die zugehörige Stellung der den Werkzeugstoß bewegenden Schubstange und des Werkzeugstoßes selbst, schematisch dargestellt. Es ist hieraus ersichtlich, dass der mit constanter Umfangsgeschwindigkeit rotierende Stirnzapfen K an der Stirnwand der Stufenscheibe von K_2 bis K_1 während des Aufwärtsganges des Stoßes weniger als eine halbe Umdrehung beschreibt, hingegen beim Niedergang, d. i. beim Arbeitsgang von K_1 über K nach K_2, mehr als eine halbe Umdrehung. Sonach erfolgt der leere Rückgang des Werkzeugstoßes in kürzerer Zeit, also mit größerer Geschwindigkeit als der Schnittgang. Die Anordnung dieses Antriebes ist sehr compendiös und unterscheidet sich äußerlich nur durch das wenig auffällige Vorhandensein des außen ganz geschlossenen Armes der rotierenden

Kurbelscheife vom einfachen directen Antrieb durch eine auf der Kurbelwelle aufgekeilte Stufenscheibe. Es ist noch zu bemerken, dafs die Stufenscheibe bei dieser Stemmaschine mit einem als Deckel dienenden Schwungradkranze durch Verschraubung verbunden ist, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XXIX, ersichtlich ist, um die Beanspruchung des Riemens innerhalb gewisser Grenzen zu erhalten, und ferner, dafs an dem Nabenhalse des Schwungrades eine Bremse angreift, um bei der Ausrückung der Maschine den Stillstand derselben rasch herbeiführen zu können, wie in Fig. 1, 2 und 3, Taf. XXIX, ersichtlich ist. Das oben an einem Stirnzapfen aufgehängte Bremsband wird unten durch eine Schraube mit rechtem und linkem Gewinde Fig. 10, Taf. XXIX, und einen diese bewegenden Handhebel an die Bremsscheibe gezogen und durch eine flache Feder von derselben abgehoben, welche in Fig. 2, Taf. XXIX, durch den Handhebel verdeckt und deshalb stricheliert gezeichnet ist.

Die Ausführung des Antriebes durch rotierende Kurbelschleife mit Räderübersetzung ist an der in Fig. 10 bis 12, Taf. XXVII, dargestellten grofsen doppelten *Shaping*-Maschine von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorhanden und das in diesen beiden Ansichten nur zum Theil ersichtliche Constructionsdetail der zugleich als Schlitzkurbel ausgeführten Kurbelschleife in Fig. 13 und 14, Taf. XXVII, in gröfserem Mafsstabe dargestellt.

Der die Kurbelschleife zur rotierenden Bewegung zwingende Stirnzapfen ist hierbei in der Armscheibe des Stirnrades befestigt, welches auf dem excentrisch abgedrehten Lagerhalse lose läuft, in dessen Bohrung der mit der Kurbelschleife in einem Stück gegossene Achsstummel gelagert ist. Die Kurbelschleife ist an der dem Stirnrad zugekehrten Seite mit der radialen Schleifenbahn für den Gleitbacken des Stirnzapfens K versehen und enthält auf der Gegenseite den ebenfalls radialen T förmig oder auch schwalbenschwanzförmig ausgehobelten Schlitz, in welchem der die Schubstange zur Stofsbewegung führende Kurbelzapfen K_1 zur Hubänderung radial verstellbar ist. Der Kurbelschlitz und die Schleifbahn fallen hierbei mit ihren Mittelebenen zusammen und sind gleich gerichtet.

Ihre wichtigen Stellungen sind durch die Wendepunkte des die Schubstange zur Stofsbewegung führenden Kurbelzapfens A_1 A_2 bestimmt, welche die Stellungen des Stirnzapfens K in der Gleitbahn bei K_1 und K_2 ergeben. Der Kurbelbewegung in der Pfeilrichtung von K_1 über K nach K_2 entspricht dem beschleunigten Rückgang und jener von K_2 weiter nach K_1 dem Schnittgang des Werkzeuges. Da nun hier das Stirnrad

und mithin auch der daran festgeschraubte Kurbelzapfen K mit constanter Umfangsgeschwindigkeit rotiert, der Winkel von K_1 über K nach K_2 aber kleiner ist als jener weiter von K_2 nach K_1, so ergibt sich im gleichen Verhältnisse eine längere Zeitdauer für den Schnittgang als für den leeren Rückgang. Es erfolgt also wieder der leere Rückgang mit größerer Geschwindigkeit als der Schnittgang.

In Fig. 1, Taf. XXXI, ist der Antrieb mit rotierender Kurbelschleife für eine Nuthstoßmaschine in der Ansicht und im Durchschnitt skizziert. Die Fig. 3 und 4, Taf. XXXII, zeigen ferner eine große doppelständrige Nuthstoßmaschine und Bestoßmaschine mit rotierender Kurbelschleife. Der ziemlich schwere Werkzeugstoß ist hierbei durch ein Gegengewicht ausbalanciert; letzteres ist auf das rechtsseitige Ende eines Doppelhebels aufgeschoben, dessen Drehzapfen in einer Lenkstange angebracht ist, weil der linksseitige Hebelendpunkt die geradlinige Bewegung des Werkzeugstoßes mitmacht. Da diese Stoßmaschine zum Abstoßen der Angüsse an Stahlgussstücken und ähnlichen Arbeiten dient, ist der Werkzeugstoss in einem am feststehenden Quersupport horizontal verschiebbaren Werkzeugschlitten angebracht. Der Werkzeugschlitten und der Aufspanntisch haben zueinander rechtwinklich selbstthätige Bewegungen.

VII. Antrieb mit oscillierender Kreuzschleife.

Das wesentliche Detail dieses hauptsächlich bei Lochmaschinen und Scheren gebräuchlichen Antriebes besteht darin, dass der in Prismen gerade geführte Werkzeugstoß nicht durch eine Schubstange mit dem die hin- und hergehende Bewegung einleitenden Kurbelzapfen verbunden ist, sondern, dass der Kurbelzapfen mit einem darüber geschobenen prismatischen Gleitbacken in eine gerade Gleitbahn des Stoßes eingreift, welche senkrecht zur Stoßbewegungsrichtung, beziehungsweise senkrecht zum Stoßführungsprisma in den Stoß eingearbeitet ist.

In Fig. 6, Taf. XXX, ist die bezügliche Detailconstruction für eine Lochmaschine dargestellt. Bei Lochmaschinen ist nämlich mit diesem Antrieb noch eine besondere Ausrückvorrichtung verbunden, ähnlich wie bei dem Antrieb mit Druckstelze oder Schubstange, Fig. 4, 5, 13, 14 und 15, Taf. XXX, welche im wesentlichen Theile darin besteht, dass eine besondere Druckplatte unter der Kreuzschleife im Werkzeugstoß angebracht ist, welche mittels eines Handgriffes, ähnlich wie in Fig. 15, Taf. XXX, im Detail und in Fig. 9 und 10, Taf. XXX, in der

Ansicht gezeichnet ist, nach vorne verschoben werden kann, wonach der Gleitbacken frei nieder geht, ohne den Werkzeugstoß nieder zu drücken. Dies ist nöthig, um beim Lochen nicht jedesmal den ganzen Antrieb abstellen zu müssen, wenn das zu lochende Blech um eine Nietentheilung weitergeschoben werden soll, und um Zeit zu gewinnen zum richtigen Einstellen des Bleches mit dem Körnerloch im Nietlochmittel unter die Körnerspitze des Lochstempels.

Bei Scheren ist die Einrichtung dieses Antriebes die gleiche, jedoch häufig ohne die verschiebbare Druckplatte.

Nachdem Lochmaschinen und Scheren im Verhältnisse zum Kurbelzapfen-Durchmesser einen so kleinen Hub haben, dass der Durchmesser des anschließenden Endes der Kurbelwelle schon aus Festigkeitsgründen so groß wird, dass der Wellenquerschnitt den anschließenden Kurbelzapfenquerschnitt noch einschließt, so wird der Kurbelzapfen mit der Kurbelwelle aus einem Schmiedestück hergestellt, wie in Fig. 15, Taf. XXX, ersichtlich ist. Die Kurbelwelle wird hierbei gewöhnlich durch Räderübersetzung in Umdrehung versetzt, wie an der in Fig. 1 bis 4, Taf. XXX, in 2 Ansichten gezeichneten, großen combinierten Maschine, an welcher links die Schere mit Ausrückvorrichtung mittels Handhebel, rechts die Lochmaschine, ebenfalls mit Ausrückvorrichtung, und in der Mitte eine Winkelschere angebracht und deshalb an jedem Ende der durch das Stirnrad umgetriebenen Kurbelwelle ein Kurbelzapfen angesetzt und in der Mitte ein solcher eingedreht ist. Diese Anordnung ist übrigens die nämliche, sowohl für den Antrieb mit einfacher Druckstelze (Schere und Lochmaschine Fig. 2, Taf. XXX, und einfache Lochmaschine Fig. 9 und 10, Taf. XXX,) oder mit oscillierender Kreuzschleife Fig. 6, Taf. XXX. Zur Ausrückung des Antriebes ist neben der festgekeilten Antriebriemenscheibe noch eine Leerscheibe auf der am Maschinenständer gelagerten Antriebwelle vorhanden.

Der Antrieb mit oscillierender Kreuzschleife ergibt für den Schnittgang die nämliche mittlere Geschwindigkeit wie für den Rückgang.

VIII. Antrieb mit schwingendem Werkzeug.

Das Werkzeug (Schermesser, Lochstempel) befindet sich hierbei an einem um eine horizontale Achse in kurzem Bogen, also kleinem Winkel, vertical auf- und abschwingenden, in seiner Mittellage annähernd horizontalen Hebelarme, dessen schwingende Bewegung mittels Hubdaumen

oder durch eine oscillierende Kurbelschleife eingeleitet wird. Ein Beispiel für den gegenwärtig selten angewendeten Antrieb mittels Hubdaumen ist an der in Fig. 8, Taf. XXX, im Durchschnitt mit Hinweglassung des Werkzeuges gezeichneten Hebellochmaschine zu ersehen. Ein Beispiel für den Antrieb mit oscillierender Kurbelschleife zeigt die in Fig. 11 und 12, Taf. XXX, dargestellte Lochmaschine und Schere nach *de Bergue's* System. Dieselbe hat einen Hebelantrieb mit so wenig veränderlicher Hebelübersetzung in der oscillierenden Kurbelschleife, dass die Hebelbewegung nach beiden Seiten mit nur wenig verschiedener Geschwindigkeit erfolgt. Der oscillierende Coulissenhebel ist hierbei gleich selbst als Werkzeugträger ausgebildet und zwar links mit einem Schermesser und rechts mit einem Lochstempel ausgerüstet. Im Verhältnisse zum Werkzeughub sind die beiden, die Werkzeuge tragenden Hebelarme so lang, dass die in Wirklichkeit ausgeführte Bogenbewegung annähernd mit der geradlinigen Bewegung in der Tangente dieses Bogens zusammenfällt und somit praktisch eine durch eine Bogenführung angenähert ersetzte Geradführung ergibt. In Fig. 7, Taf. XXX, ist die bei dem Antrieb dieser Maschine angewendete oscillierende Kurbelschleife mit sehr kleinem Oscillationswinkel schematisch dargestellt.

IX. Combinierte Antriebe.

Am häufigsten wird der Zahnstangenantrieb oder der Leitspindelantrieb des Hobelmaschinentisches mit dem Antrieb einer rotierenden Werkzeugspindel combiniert und zwar in der Weise, dass das am Hobelmaschinentisch aufgespannte Arbeitsstück durch den Zahnstangen- oder Leitspindelantrieb in regelmäßiger Aufeinanderfolge geradlinig hin und her bewegt wird, hingegen das schneidende Werkzeug (Schmirgelscheibe, Fräse) auf einer verticalen, horizontalen oder auch schräg liegenden Spindel rotiert. Die rotierende Werkzeugspindel ist dabei in einem Schlitten gelagert, welcher zur Anstellung und Schaltung entsprechend verstellbar ist. Man erhält auf diese Weise, wenn das rotierende Werkzeug eine Schmirgelscheibe ist, eine Schleifmaschine mit Hobelmaschinentisch, wie die in Fig. 11 und 12, Taf. XXIX, in 2 Ansichten gezeichnete Präcisions-Schleifmaschine zum Schleifen gehärteter Gegenstände von Reinhard Fernau & Co. Dieselbe hat Leitspindelantrieb am Hobelmaschinentisch. Ist das rotierende Werkzeug hingegen eine Fräse und das Arbeitsstück auf einem Hobelmaschinentisch, so erhält man eine

Fräsmaschine mit Hobelmaschinentisch. Von Maschinen letzterer Art sind insbesondere die von der Maschinenfabrik Oerlikon in Oerlikon (Schweiz) ausgeführten hervorzuheben, welche sich durch große Leistungsfähigkeit auszeichnen. Eine solche ist in Fig. 3, Taf. XXIII, dargestellt.

Bei den Langlochbohrmaschinen ist gewöhnlich die durch einen Kurbelantrieb mit Schubstange, wie in Fig. 8, Taf. XXXI, in der Draufsicht gezeichnet, gewonnene hin- und hergehende Bewegung des Werkzeugträgers oder des das Arbeitsstück tragenden Tisches mit jener einer verticalen rotierenden Spindel combiniert. Es wird jedoch auch die Combination der durch eine oscillierende Kreuzschleife erzielten geradlinigen hin- und hergehenden Bewegung des Werkzeugträgers mit jener einer rotierenden Spindel angewendet, wie in Fig. 11, Taf. XXXI, in der Draufsicht gezeichnet ist. Um beim Kurbelantrieb keine so sehr wechselnde Geschwindigkeit für die geradlinig hin- und hergehende Bewegung zu erhalten, wie solche, die durch Stirnräder mit constanter Umfangsgeschwindigkeit umgetriebene Kurbel ergibt, wird hierbei zumeist die Kurbelscheibe mit einem elliptischen Zahnrad z_4 in einem Stück hergestellt, wie in Fig. 8, Taf. XXXI, durch den Strichpunkt gezeichneten Theilriss ersichtlich. In dieses elliptische Zahnrad greift ein excentrisch rotierendes Getriebe z_3 ein, welches durch eine Schnecke z_1 und ein Schneckenrad z_2 mit constanter Winkelgeschwindigkeit umgetrieben wird. Es rotiert sohin die Kurbelscheibe mit größerer Geschwindigkeit, wenn sich der Kurbelzapfen in der Nähe der todten Punkte befindet. Die Geschwindigkeit ihrer Rotationsbewegung nimmt von der Stellung in einem todten Punkte bis zur Mittelstellung der Kurbel ab, und von da an wieder zu bis zur Stellung im zweiten todten Punkte. Zur Hubveränderung ist die Kurbelscheibe mit einem radialen Schlitz versehen, in welchem sich der Kurbelzapfen mittels einer flachgängigen Schraubenspindel verschieben, beziehungsweise verstellen lässt.

Bei kleinen Langlochbohrmaschinen, beziehungsweise solchen für leichtere Achsen und Wellen, erhält der Aufspanntisch, und hiermit das Arbeitsstück, die geradlinige hin- und hergehende Bewegung und die Bohrspindel nur die rotierende Schnittbewegung nebst der Schaltbewegung, wie bei einer gewöhnlichen freistehenden Vertical-Bohrmaschine. Eine solche Ausführung zeigt die in Fig. 7, Taf. XXIII, dargestellte Langlochbohrmaschine von Francis Berry & Sohn *(Sowerby Bridge, Yorkshire, England)* und die in Fig. 7 und 8, Taf. XLII, dargestellte Langlochbohrmaschine von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik.

Langlochbohrmaschinen für schwerere Wellen erhalten einen oder zwei an der Arbeitsbewegung nicht theilnehmende Tische, auf welche das Arbeitsstück fest aufgespannt wird, und es führt die Bohrspindel sowohl die rotierende als auch die geradlinig hin- und hergehende Bewegung nebst der Schaltbewegung beim Hubwechsel aus. Diese Anordnung des Antriebes zeigt die in Fig. 2, Taf. XXIII, im perspectivischen Bilde mit Antriebsdetail in Fig. 4, Taf. XXXI, dargestellte Langlochbohrmaschine mit in einem besonderen vertical verstellbaren Bohrzeugschlitten gelagerter Bohrspindel, aus der Maschinenfabrik Oerlikon, ferner die in Fig. 8, Taf. XXV, in der Seitenansicht und in Fig. 9, Taf. XXV, in der Vorderansicht mit links abgebrochenem Bett und weggelassenem zweiten Fuß, dann mit Antriebdetail in Fig. 8, Taf. XXXI, dargestellte kleine und die in Fig. 9 und 10, Taf. XXXI, in beiden Ansichten dargestellte größere Langlochbohrmaschine von Reinhard Fernau & Co. auf. In besonderen Fällen erhalten Langlochbohrmaschinen, um gleichzeitig 2 Langlöcher zu bohren, zwei Bohrspindeln und zugehörige auf demselben Bett traversierende, d. h. hin- und herbewegte, von einander getrennte Werkzeugträger, also auch zwei getrennte Antriebe. Dieselben heißen dann doppelte Langlochbohrmaschinen.

Während bei den vorgenannten Langlochbohrmaschinen mit traversierender Bohrspindel die Spindellager an einem Ständer vorhanden sind, der mit horizontaler Auflagfläche und geschlossenen Prismen am Bett geführt ist und der Supporttisch zum Heben und Senken eingerichtet ist, kommt bei der in Fig. 5 und 6, Taf. XXXIV, in 2 Ansichten gezeichneten, verticalen Holzlanglochbohrmaschine von *John Mac Dowall & Sons (Engineers, Walkinshaw Foundry, Johnstone near Glasgow)* ein rückwärts an verticalen Prismen am Ständer auf und nieder verstellbarer Schlitten vor, an dessen vorderer Seite der die Spindellager tragende Werkzeugträger ebenfalls in geschlossenen Prismen geführt, durch eine geschlitzte Kurbel und Schubstange horizontal hin- und herbewegt wird. Zur Erhaltung der constanten Riemenlänge für den Kurbelantrieb, während der Auf- und Niederbewegung des Bohrschlittens, sind hierbei Leitrollen in entsprechender Lage angeordnet, und die verticale Bohrspindel wird mittels eines halbgeschränkten Riemens von der Antriebscheibe (Riementrommel) auf der Vorgelegewelle angetrieben, wie ebenfalls in Fig. 4 und 5, Taf. XXXIV, ersichtlich ist.

Die in Fig. 1, Taf. XXXIV, in der Vorderansicht dargestellte Kreissäge zum Querschneiden von *Thomas Robinson & Son* in *Rochdale*

enthält ein rotierendes Sägeblatt, dessen Achse in einem Hebel gelagert ist und letzterer wird durch eine oscillierende Kurbelscheibe und Zugstange in regelmäßige schwingende Bewegung versetzt, derart, dass das Sägeblatt während des Schnittganges langsam gegen das am Tische festliegende, der Quere nach (über Hirn) durchzuschneidende Holz angeschoben und durchgeschoben, sodann aber nach vollendetem Schnitte rasch wieder zurückgeführt wird.

Eine Maschine besonderer Art mit combiniertem Antrieb ist die in Amerika an Stelle der Plandrehbank gebräuchliche, in Europa aber nur vereinzelt angewendete Bohr-, Dreh- und Nuthstoßmaschine mit horizontaler Planscheibe. In Fig. 2, Taf. XIX, ist eine solche Maschine von *L. W. Pond* in *Worcester* dargestellt. Die Spindel, auf welcher die Planscheibe angebracht ist, steht vertical und ist oben gleich unterhalb der Planscheibe in einem langen Halslager, ferner im Fundament in einem Spurlager solid gelagert. Überdies ist die Planscheibe, auch Bohrtisch genannt, von einem ringförmigen, zur Regulierung des Auflagedruckes für ein schweres oder leichtes auf dem Bohrtisch aufgespanntes Arbeitsstück, nachstellbaren Lagerkranze unter ihrem äußeren Rande getragen. Innerhalb dieses Lagerkranzes befindet sich an der Planscheibe ein Kegelradkranz, in welchen ein schmiedeisernes Getriebe eingreift. Letzteres ist auf der aus dem Lager rechts unter der Planscheibe hervortretenden horizontalen Antriebwelle aufgekeilt, welche zugleich die Spindel des Antriebes mit Stufenscheibe und ausrückbarem Rädervorgelege ist. Es ist sonach an dieser Maschine zunächst ein Antrieb mit Stufenscheibe, ausrückbarem Rädervorgelege und horizontaler Zahnkranzplanscheibe vorhanden, welcher zur Umdrehung der Planscheibe dient, wenn ein auf der Planscheibe aufgespanntes Arbeitsstück (Riemenscheibe, Zahnrad, Turbinenrad u. dgl.) ausgebohrt oder abgedreht werden soll. Der Bohr- oder Drehstahl ist dabei in dem über der Planscheibe am Quersupport horizontal und vertical verstellbaren Werkzeugträger befestigt und führt nur die Steuerungsbewegung aus.

Dieser Werkzeugträger ist als lange und kräftige Bohrstange ausgebildet, welche in zwei vertical übereinander befindlichen zweitheiligen cylindrischen Lagern gelagert und gerade geführt ist. Die Lagerkörper sind an der Drehplatte des Supportes angegossen. Durch Drehung der letzteren am Support, kann die Bohrstange unter jedem beliebigen Winkel gegen die Planscheibe geneigt eingestellt werden. Um den jeweilig erforderlichen Winkel genau einstellen zu können, ist in der auch bei

Hobelmaschinen gebräuchlichen Art an der Drehplatte ein Zeiger und auf der anliegenden Supportplatte eine Gradeintheilung angebracht. Die Bohrspindel wird mittels einer stählernen flachgängigen Schraubenspindel in ihrer Achsenrichtung vorgeschoben. Diese Schraubenspindel wird durch ein auf ihrem oberen Ende aufgekeiltes Stirnrad und eingreifendes Getriebe, von einer zur Spindel parallelen, in der Drehplatte gelagerten Welle und diese mittels Kegelrädern und einer kurzen, zur Drehplatte concentrischen, im Supportschlitten gelagerten horizontalen Zwischenwelle von der im Quersupporte gelagerten horizontalen genutheten Welle mittels Handkurbel oder von dem im folgenden besprochenen oben auf der Maschine angebrachten Ergänzungsvorgelege selbstthätig in achsialer Richtung bewegt.

Die seitliche horizontale Bewegung des Supportes auf dem Quersupport beim Drehen (Steuerungsbewegung) erfolgt durch die im Quersupport unterhalb der vorgenannten Welle gelagerte flachgängige Schraubenspindel. Beide Wellen erhalten die selbstthätige Steuerungsbewegung durch die neben dem rechtsseitigen Ständer vorhandene verticale genuthete Welle, mit der die zugehörigen Kegelräder mit je einer Klauenkupplung verbunden werden können.

Der Antrieb dieser verticalen genutheten Welle erfolgt von dem oben auf der Maschine angebrachten Ergänzungsvorgelege mittels Kegelräder. Dieses Ergänzungsvorgelege dient auch zum selbstthätigen Heben und Senken des Quersupportes. Es kann sohin jede der genannten 3 Bewegungen von der Maschine aus bewerkstelligt werden, wozu der dieselbe bedienende Dreher nur die bezüglichen Ausrückvorrichtungen einzustellen hat.

Beim Nuthenstoßen dient die horizontale Planscheibe als Aufspanntisch für das zu nuthende Zahnrad oder die zu nuthende Riemenscheibe u. dgl. Dagegen wird die Bohrstange als Werkzeugstoß wie bei einer Nuthstoßmaschine mit bestimmter Geschwindigkeit geradlinig in der Achsenrichtung niederbewegt, indem die flachgängige Zuspann-Schraubenspindel mittels Kegelräder-Übersetzung von dem oben auf der Maschine angebrachten Ergänzungsvorgelege in vorgenannter Weise angetrieben wird. Dieser Antrieb erfolgt durch zwei auf der Ergänzungsvorgelegewelle angebrachte Antriebriemenscheiben mittels offenen und gekreuzten Riemen, wofür die Deckenvorgelegewelle eine kleine Riemenscheibe für den Schnittgang und eine große Riemenscheibe für den schnellen Rückgang als Gegenscheiben trägt.

Zweck und Arten der Steuerungen.

Bei Erzielung bearbeiteter Flächen ist außer der durch den Antrieb bewerkstelligten Schnittbewegung auch noch eine Bewegung des Arbeitsstückes oder des Werkzeuges senkrecht zur Schnittrichtung erforderlich, welche die Schaltbewegung, Vorschubbewegung oder Steuerungsbewegung oder auch kurzweg die Schaltung, der Vorschub oder die Steuerung genannt wird. Die regelmäßige, dem jeweiligen Arbeitsvorgange entsprechende Ausführung dieser Bewegung erfolgt durch den Steuerungsmechanismus, welcher in seiner Gesammtheit kurzweg die Steuerung genannt wird. Je nach der Art der Ausführung dieser Bewegung ist auch die Einrichtung der Steuerung verschieden durchzuführen.

Zunächst lassen sich alle Steuerungen in 2 große Gruppen eintheilen, je nachdem die Steuerungsbewegung eine stetig fortschreitende (continuierliche) oder in bestimmten Zwischenräumen ruckweise fortschreitende (absatzweise, intermittierende) ist. Man nennt die Steuerung im ersten Falle eine *stetige* oder *continuierliche Steuerung*, im zweiten Falle eine *ruckweise* oder *intermittierende Steuerung*.

Erfolgt die Herleitung der Steuerungsbewegung zwangläufig im Zusammenhang mit der Schnittbewegung, so nennt man sie selbstthätig (automatisch) und die Steuerung heißt dann ebenfalls eine *selbstthätige Steuerung*. Wird hingegen die Steuerungsbewegung von der Hand des die Maschine bedienenden Arbeiters mittels Kurbel, Handrad oder Hebel eingeleitet, so nennt man die Steuerung eine *Handsteuerung*. Bei manchen Maschinen führen die Hände des Arbeiters sämmtliche Steuerungsbewegungen aus, wie z. B. beim Schleifstein Fig. 7 und 8, Taf. II, und bei der Schleifmaschine Fig. 4, Taf. XVII, wobei das Arbeitsstück mit den Händen gegen die Schleifscheibe angehalten und der zu schleifenden Form entsprechend bewegt wird

Sowie je nach dem Arbeitsvorgange entweder das Arbeitsstück oder das Werkzeug die Hauptbewegung behufs Spanabtrennung, also die Schnittbewegung ausführen kann, so ist dies auch bezüglich der Steuerung der Fall und es kann sohin je einer der beiden Theile: Werkzeug und Arbeitsstück entweder nur je eine oder auch beide Bewegungen allein ausführen, wobei in letzterem Falle der andere Theil während der ganzen Dauer der in Betracht stehenden Bearbeitung seinen Platz nicht ändert.

Haupttheile der Steuerungen.

Sowohl die ſtetige als auch die ruckweiſe Steuerung hat zumeiſt eine geradlinige Bewegung auszuführen. Zur Hervorbringung derſelben dient in dieſem Falle als letztes Glied entweder eine Schraubenſpindel mit der zugehörigen Mutter, wie z. B. bei der *Shaping*-Maſchine Fig. 13 und 14, Taf. XXVIII, oder bei der Drehbank Fig. 3 und 4, Taf. XX, und bei jener in Fig. 3 und 4, Taf. XII, oder eine Zahnſtange mit dem zugehörigen Getriebe, wie z. B. bei Drehbänken in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, und bei der horizontalen Holzbohrmaſchine Fig. 11 und 12, Taf. XIX, ferner auch eine Zahnſtange mit direct eingreifender Schnecke, wie bei der Drehbank nach Siewerdts Patent von der Maſchinenfabrik Oerlikon Fig. 1, Taf. XXII, mit dem Conſtructionsdetail dazu in Fig. 13, Taf. XXXI, im Horizontalabſchnitt unter der Zahnſtange, dann bei der Plan- und Spitzendrehbank in Fig. 2, Taf. XXII. Die Zahnſtange kann auch durch das Arbeitsſtück ſelbſt und das Getriebe durch geriffelte Walzen erſetzt ſein, gegen welche das Arbeitsſtück angedrückt wird, wie bei den Gatterſägen Fig. 5 und 6, Taf. XX, ferner wird öfters auch ein Handhebel und eine Zugſtange angewendet, wie bei der in Fig. 1 und 2, Taf. V, gezeichneten verticalen Holzbohrmaſchine, dann bei der Centriermaſchine Fig. 5 und 6, Taf. II, (Kette als Zugſtange) und bei der Centriermaſchine Fig. 6 und 7, Taf. V, (ohne Zugſtange), oder endlich eine Windentrommel und ein Seil, wie bei der Kreisſäge in Fig. 6 und 7, Taf. XVIII.

An einzelnen Maſchinen, wie z. B. bei Nuthſtoßmaſchinen und *Shaping*-Maſchinen zum Rundhobeln, hat die Steuerung eine Bewegung des Arbeitsſtückes oder des Werkzeuges im Kreisbogen auszuführen und zur Hervorbringung derſelben dient in dieſem Falle als letztes Glied eine Schnecke mit einem Schneckenrad. In Fig. 1 und 2, Taf. XXI, und Fig. 3 und 5, Taf. XXVIII, iſt die bezügliche Anordnung bei Nuthſtoßmaſchinen und in Fig. 3, Taf. XXV, und Fig. 12, Taf. XXVII, an Rundhobelapparaten für *Shaping*-Maſchinen erſichtlich. Die übrigen Theile der Steuerung ſind je nach der Einleitung der erforderlichen Bewegung verſchieden und kommen nachſtehend bei den einzelnen Arten der Steuerungen in Betracht.

I. Selbſtthätige ſtetige Steuerung.

Die Ableitung der ſtetigen Steuerungsbewegung vom Antrieb für die Hauptbewegung erfolgt entweder durch Zahnräder allein Fig. 12

bis 15, Taf. VIII, Fig. 5 und 7, Taf. XVI, Fig. 3, Taf. XXII, Fig. 3 und 4, Taf. XXXIII, oder durch Stufenscheiben und Zahnräder Fig. 3 bis 5, Taf. XIII, worunter oft auch eine Schnecke mit einem Schneckenrade angewendet erscheint, wie in Fig. 9 und 10, Taf. II, Fig. 7 und 8, Taf. XIV, Fig. 1 und 6, Taf. XXIII, und endlich in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII.

Die Bewegungsübertragung durch Zahnräder allein wird insbesondere bei den Supportdrehbänken zum Schraubenschneiden angewendet, weil hierbei die Vorschubbewegung in dem durch die Neigung des zu schneiden Gewindes bestimmten Verhältnisse zur Schnittbewegung erfolgen muss, was nur durch den Zahnrädereingriff (Schnecke und Schneckenrad inbegriffen) zu erzielen ist, weil die Riemen bei der Bewegungsübertragung stets mehr oder weniger auf ihren Scheiben gleiten und sohin in Folge des Geschwindigkeits-Verlustes durch das Riemengleiten (*Slip*) keinen sicheren Zusammenhang der Steuerungsbewegung mit der Schnittbewegung ergeben. Für wechselnde Größe des Vorschubes kommen hierbei Wechselräder zur Anwendung, welche zumeist eine Reihe der folgenden Zähnezahlen in Rädersätzen zusammengestellt enthalten: 15, 16, 18, 20, 22, 25, 27, 28, 30, 33, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 60, 65, 70, 75, 80, 81, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 140, 150. Die Anordnung der Wechselräder zwischen der Drehbankspindel und Leitspindel ist bei den in Fig. 9, 14 und 15, Taf. VIII, Fig. 3 und 4, Taf. XX, Fig. 3, Taf. XXII, und Fig. 3 und 4, Taf. XXXIII, dargestellten Drehbänken zu ersehen. Bei der Drehbank nach Fig. 9, Taf. VIII, ist, wie in der Detailzeichnung Fig. 1, Taf. IX, zu ersehen, unterhalb der Drehbankspindel eine kurze Welle vorhanden, welche mit ersterer gleiche Umdrehungszahl aber entgegengesetzte Drehungsrichtung hat, weil sie von dieser durch zwei gleich große (schmiedeeiserne und im Einsatz gehärtete) Stirnräder umgetrieben wird. Auf das über das Lager vorstehende Ende dieser kurzen Welle wird das erste Wechselrad aufgesteckt, sodann auf der Hülse des Scherbolzens das zweite und dritte und endlich auf der Leitspindel das vierte Wechselrad. Um nun mittels dieser vier Wechselräder rechtes Gewinde zu schneiden, ist die Leitspindel mit linkem Gewinde ausgeführt. Soll linkes Gewinde geschnitten werden, so muss noch ein fünftes Wechselrad als Zwischenrad angewendet werden und ist deshalb noch ein zweiter Scherbolzen vorhanden. Zur Erzielung des Rädereingriffes mit verschiedenen Wechselrädern sind die Scherbolzen in den Schlitzen der Schere verschiebbar und letztere ist auf der Leitspindel

drehbar, soweit es die beiden Kreisbogenschlitze erlauben, durch welche die in die Flansche des Leitspindellagers eingeschraubten Befestigungsschrauben hindurchgehen.

Ebenso muss die Leitspindel linkes Gewinde erhalten, wenn der Spindelstock, wie in Fig. 14 und 15, auf Taf. VIII, gezeichnet, mit offenen (zweitheiligen) cylindrischen Lagen ausgeführt ist und die kurze Zwischenwelle unterhalb der Drehbankspindel in dem Steg liegt, welcher die Druckschraube zur Aufnahme des achsialen Spindeldruckes enthält. Es liegen in diesem Falle die beiden Zwischenräder mit gleichen Zähnezahlen außerhalb der beiden Spindellager, im Gegensatze zu der Construction nach Fig. 9, Taf. VIII, wo sie zwischen den beiden Spindellagern sind und die Welle durch den Ständerfuß des rückwärtigen (linksseitigen) Spindellagers hindurchgeht.

Bei der Fußdrehbank von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik Fig. 12 und 13, Taf. VIII, sind unter der Drehbankspindel zwei Zapfen mit Zwischenrädern vorhanden, so dass das erste Wechselrad mit gleicher Umdrehungszahl und Drehungsrichtung läuft wie die Spindel, und es ist deshalb die Leitspindel mit rechtem Gewinde versehen, um mit den in den genannten Figuren aufgesteckt gezeichneten vier Wechselrädern rechtes Gewinde zu schneiden.

Ragt hingegen die Drehbankspindel über das hintere Spindellager frei hervor, so dass gleich auf das Spindelende das erste Wechselrad aufgesteckt werden kann, wie z. B. bei dem in Fig. 10 und 11, Taf. VIII, dargestellten Whitworth'schen Spindelstock, so erhält die Leitspindel ebenfalls rechtes Gewinde.

Auch die Steuerung der horizontalen Cylinderbohrmaschine Fig. 6 und 7, Taf. XVI, sowie jene der Bohrspindel der Horizontalbohrmaschine Fig. 9 und 10, Taf. II, erfolgt durch Zahnräder allein. Die Steuerungsbewegung wird hierbei von der Bohrspindel durch 4 Zahnräder auf die Steuerspindel (flachgängige Schraubenspindel) übertragen, wovon das erste auf der Bohrspindel aufgekeilt ist. Das zweite und dritte Zahnrad ist durch Verkeilung zu einem Stück vereinigt, auf einem, behufs Auslösung um 180° drehbaren Zapfen lose, wie in Fig. 4, Taf. XLII, zu ersehen und das vierte endlich auf der in der hohlen Bohrspindel befindlichen flachgängigen Steuerspindel aufgekeilt oder wie in Fig. 4, Taf. XLII, auf der Nabe des das Muttergewinde enthaltenden Handrades aufgekeilt. Hierdurch erhält die Steuerspindel eine relative Drehung gegen die Bohrspindel, deren erforderliche Größe pro 1 Umdrehung der Bohrspindel

für die Ermittlung der Zähnezahlen der Steuerräder mit Rücksicht auf die Steigung der flächengängigen Steuerungsspindel maßgebend ist.

Soll die Steuerungsbewegung zeitweilig nach einer und zeitweilig nach entgegengesetzter Richtung stattfinden, ohne dass gleichzeitig die Bewegungsrichtung der die Bewegung der Steuerung einleitenden Antriebtheile der Hauptbewegung umgekehrt wird, so kommen besondere Vorrichtungen zur Umkehrung (zum Reversieren) der Richtung der Steuerungsbewegung zur Anwendung, welche Reversiervorrichtungen genannt werden. (Fig. 5, Taf. XIII, Fig. 7, Taf. XIV, Fig. 1 und 2, Taf. XXIII.)

Handelt es sich darum den Steuerungsvorschub innerhalb gewisser Grenzen absolut variabel zu haben, so dass also innerhalb dieser Grenzen jede beliebige Vorschubgröße eingestellt werden kann, dann tritt an die Stelle der Stufenscheiben und zugehörigen Riemen behufs Bewegungsübertragung, beziehungsweise Bewegungseinleitung eine ebene, entsprechend große Frictionsscheibe und eine daran in radialer Richtung verstellbare, entsprechend kleine Frictionsrolle, wie z. B. bei der Holzhobelmaschine von *Powis James Western & Co.* in Fig. 9 und 10, Taf. XIX, gezeichnet ist. Eine besondere Art von Frictionsmechanismus mit 4 Frictionsscheiben ist von Sellers bei Drehbänken (Fig 1, 2 und 3, Taf. XXXVI) und von der Maschinenfabrik Oerlikon bei Fräsmaschinen (Fig. 4, Taf. XXIII) angewendet. Die 4 Frictionsscheiben sitzen auf drei Achsen, wovon die mittlere Achse 2 Frictionsscheiben trägt, zwischen welche jene auf der ersten und dritten Achse eingreifen. Die mittlere Achse ist verstellbar und kann der einen oder der anderen der beiden äußeren Achsen genähert oder davon entfernt werden, um die Drehbewegung mit verschiedenen Übersetzungsverhältnissen von der ersten auf die dritte Achse zu übertragen.

Bei der Sellers'schen Drehbank, welche in Fig. 1 bis 16, Taf. XXXVI, in allen wesentlichen Details dargestellt ist, kommt sowohl die Steuerung zum Schraubenschneiden durch Leitspindel und Wechselräder vor, als auch jene zum Egalisieren und Plandrehen mit den 4 Frictionsscheiben. Von diesen wird die rotierende Bewegung mittels einfacher Stirnräderübersetzung auf eine genuthete Schneckenwelle und von letzterer mittels Schnecke und Schneckenrad auf ein Stirnräderpaar übertragen, wovon das größere Rad auf gemeinschaftlicher Achse mit einem Zahnstangen-Getriebe sitzt. Letzteres greift in die an der Seite des Arbeiterstandes am Bett vorhandene nach unten gekehrte Zahnstangen-Verzahnung ein. Die bezügliche Detailconstruction ist in Fig. 13 bis 16, Taf. XXXVI, ersichtlich. Die

Schnecke ist zweitheilig und besteht aus einem Stück rechtsgängiger und einem Stück linksgängiger Schnecke, wovon mittels eines Handgriffes je nach der Steuerungsrichtung das betreffende Stück der Schnecke in das nämliche Schneckenrad eingerückt wird. Das Schneckenrad ist auf der zugehörigen nach vorn hohlen Achse aufgekeilt. Dasselbe ist innerhalb des Zahnkranzes conisch ausgedreht und wird durch Einstellen einer über die Achse geschobenen Griffschraube und Anziehen des das Muttergewinde dazu enthaltenden Handrades mit einer an das anschließende Stirnrad-Getriebe geschraubten conischen Frictionskupplungsscheibe zum Anschlusse gebracht und hierdurch mit diesem auf der Achse losen Getriebe verkuppelt, wenn die Steuerung zum Egalisieren durch die Zahnstange erfolgen soll. Wenn dagegen die Steuerung zum Plandrehen selbstthätig erfolgen soll wird die genannte Frictionskupplung durch Zurückdrehen der Griffschraube gelöst und dafür die auf der Schneckenradachse außen am Schlittenuntertheil (Schloss genannt) vorhandene Frictionskupplung mittels des Muttergewindes im Handrad eingerückt. Der Kranz der conisch ausgebohrten äußeren Frictionsscheibe bildet ein Zahnrad, welches in das darüber liegende, das Muttergewinde enthaltende Getriebe auf der Support-Schlittenspindel eingreift und dieses für die Plansteuerung umdreht. Es wird sonach sowohl das Einrücken der Frictionskupplung zum Egalisieren, als auch jenes zum Plandrehen durch Drehen des nämlichen Handrades nach derselben Richtung bewerkstelligt.

Die Steuerung mittels Leitspindel erfolgt durch die einseitig in das Gewinde derselben eingreifende Mutter. Die Leitspindel ist ihrer ganzen Länge nach in der ausgebohrten Höhlung im Bette der Drehbank gelagert, wie insbesondere in Fig. 6, 8 und 13, Taf. XXXVI, zu ersehen, wobei nur ungefähr ein Drittel ihres Umfanges für den Eingriff der Mutter frei ist. Letztere ist deshalb sehr lang um eine entsprechend große Eingriffsfläche und hiermit einen entsprechend kleinen Abnützungsdruck zu erzielen. Dieselbe ist nämlich als breiter gusseiserner Schieber geformt, welcher in Leisten am Schlitten senkrecht zur Leitspindelachse horizontal verschiebbar ist und durch eine Schubstange mittels Handgriff von Hand ein- und ausgerückt wird, wie in Fig. 13, 14 und 16, Taf. XXXVI, zu ersehen. Durch ihre Lage ist die Leitspindel sowohl gegen Schmutz und Beschädigung durch herabfallende Späne, als auch gegen Längenveränderung durch Biegung gesichert.

Bei Supportdrehbänken zum Egalisieren wird gewöhnlich eine Reversiervorrichtung mit Stirnrädern angewendet. In Fig. 26 und 27,

Taf. II, ist eine solche Reversiervorrichtung dargestellt, bei welcher die durch dieselbe in ihrer Richtung umkehrbare Steuerungsbewegung direct von einem auf der Drehbankspindel aufgekeilten Getriebe abgeleitet wird, ähnlich wie in Fig. 3, Taf XXII. In dem gusseisernen Reversierhebel *H* sind 2 Zapfen *A* und *B* fest, während er selbst über einen am Spindelstock eingeschraubten längeren Zapfen *C* aufgeschoben und lose drehbar ist. Auf diesen 3 Zapfen sind die drei Getriebe lose drehbar und zwar zwei davon (auf *A* und *C*) mit je 20 Zähnen und das dritte (auf *B*) mit 30 Zähnen. Ferner ist auf der Drehbankspindel ebenfalls ein Getriebe *D* mit 20 Zähnen aufgekeilt, in welches je nach der Stellung des Reversierhebels das Rad *A* oder jenes *B* eingreift, während das Rad *A* mit jenen *B* und *B* mit *C* stets in Eingriff ist. In Fig. 26, Taf. II, ist *B* mit *D* in Eingriff und es wird mithin *C* von *D* durch das Zwischenrad *B* angetrieben. Wird hingegen durch die Zugstange *E* der Reversierhebel *H* so eingestellt, dass *A* in *D* eingreift, so kommt *B* von *D* außer Eingriff und es erfolgt die Drehung von *A* durch Vermittlung der beiden Räder *A* und *B* also mit entgegengesetzter Drehungsrichtung. Weil nun die Räder *A* und *C* gleiche Zähnezahlen haben, so dreht sich das Rad *C* in beiden Fällen mit der gleichen minutlichen Umdrehungszahl wie die Drehbankspindel selbst. Auf die Nabenhülse des Getriebes *C* wird zur Bewegungsübertragung auf die Leitspindel ein Wechselrad aufgesteckt, welches die Bewegung vermittels der übrigen nach Erfordernis aufgesteckten Wechselräder auf die Leitspindel überträgt.

Außer den beiden genannten Einstellungen des Reversierhebels ist noch eine dritte vorhanden, bei welcher weder *A* noch *B* in *D* eingreift und mithin die Steuerung abgestellt ist.

Erfolgt die Ableitung der Steuerungsbewegung von der Drehbankspindel durch Steuerungs-Stufenscheiben (Steuerungs-Conusse) wie bei der Supportdrehbank in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, und bei der in Fig. 5 und 6, Taf. XXXIII, gezeichneten Plandrehbank, so erhält die Reversiervorrichtung mit Stirnrädern die in Fig. 24 und 25, Taf. II, dargestellte Einrichtung. Die Räder *ABC* sind wieder auf den gleichbenannten Zapfen drehbar, wovon die beiden Zapfen *A* und *B* am Reversierhebel befestigt sind, während jener *C* am Spindelstock-Untersatze festgeschraubt ist und auf demselben der Reversierhebel *H* drehbar ist. Auf der Nabenhülse des Rades *C* ist die eine der beiden Steuerungsstufenscheiben aufgekeilt, wie in Fig. 24, Taf. II, ersichtlich ist, wogegen die zweite Steuerungsstufenscheibe auf der Drehbankspindel aufgekeilt ist, wie in

Fig. 6, Taf. XXXIII, oder auf einer kurzen Zwischenachse, welche mit der Drehbankspindel die gleiche minutliche Umdrehungszahl aufweist, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII.

Die Steuerungsbewegung wird durch das Rad *D*, je nachdem *A* oder *B* in dasselbe eingreift, nach einer oder der entgegengesetzten Richtung auf die Steuerwelle übertragen, auf welcher das Rad *D* aufgekeilt ist. *E* ist wieder die Zugstange mittels welcher der Reversierhebel in den erforderlichen drei Stellungen festgehalten wird. Bei der in Fig. 5 und 6, Taf. XXXIII, dargestellten, nach allen Richtungen selbstthätig steuernden Plandrehbank wird die Bewegung von dieser Steuerwelle zunächst durch die an der entgegengesetzten Stirnseite des Bettes angebrachten Stirnräder (Fig. 5) nach rechts auf die Schlittenspindel und ferner nach links durch Zwischenräder und Zwischenwellen auf die Supportspindeln übertragen. Ähnlich ist die Reversiervorrichtung bei der in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, dargestellten Supportdrehbank zum Egalisieren und Plandrehen durch Schnecke und Zahnstange eingerichtet, wobei die Übertragung der Steuerungsbewegung auf den Supportschlitten durch eine hinten am Bett angebrachte, genuthete Schneckenwelle und eine, zwischen zwei am Supportschlitten angebrachten Lagern laufende, mit dem Schlitten sich auf der Schneckenwelle achsial verschiebende Schnecke, vermittels eines Schneckenrades, der zu letzterer gehörigen Welle u. s. w. übertragen wird.

Bei Fräsmaschinen wird gewöhnlich eine Reversiervorrichtung mit Kegelrädern angewendet um die Steuerungsbewegung nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung auszuführen. Solche Reversiervorrichtungen sind an den Fräsmaschinen in Fig. 9 und 10, Taf. II, Fig. 3 bis 5, Taf. XIII, Fig. 7, Taf. XIV, und Fig. 1, Taf. XV, angebracht. Auch bei der in Fig. 6, Taf. XXXIV, in der Vorderansicht dargestellten Supportdrehbank zum selbstthätigen Egalisieren mittels im Bett angeschraubter Zahnstange und Schneckenwelle und zum selbstthätigen Plandrehen, mit Reitstock zum selbstthätigen Bohrvorschub, von Heilmann-Ducommun & Steinlen in Mülhausen (Elsaß) ist diese Reversiervorrichtung behufs Umkehr der Drehungsrichtung der hinter dem Bett befindlichen Schneckenwelle angebracht und der Reversierhebel an der Arbeitsseite unter dem Spindelstock ersichtlich. In Fig. 23, Taf. II, ist die Detailconstruction einer Reversiervorrichtung mit Kegelrädern dargestellt. Es sind dabei 3 paarweise im Eingriff stehende Kegelräder vorhanden, wovon das mittlere, *B*, als Zwischenrad dient und die anderen beiden, *A* und *C*, gleiche Zähnezahlen haben, damit die Umdrehung der Steuerwelle nach

beiden Richtungen mit gleicher minutlicher Umdrehungszahl erfolgt. Hier sind alle 3 Räder mit gleicher Zähnezahl, nämlich mit je 35 Zähnen ausgeführt. — Das Rad *A* ist auf dem Stück der Steuerwelle aufgekeilt, welches zunächst von der Hauptwelle durch Zahnräder oder Stufenscheiben angetrieben wird. Das Rad *B* ist auf einem feststehenden Zapfen und jenes *C* auf der die Steuerungsbewegung weiter leitenden Welle lose drehbar. Die Räder *A* und *C* haben an den einander zugekehrten Flächen Kupplungsklauen, in welche die, auf der zu *C* gehörigen Welle *E* achsial verschiebbare und durch Feder und Nuth damit verbundene Klauenkupplungsmuffe *D* eingreift. Letztere wird durch den Reversierhebel *H* nach links oder rechts verschoben und sonach das Rad *A* oder jenes *C* mit der Welle *E* gekuppelt.

Greift *D* in *A* ein, so erfolgt die Bewegungsübertragung von *A* direct auf die Steuerwelle *E*. Ist hingegen *D* in *C* eingerückt, so erfolgt die Bewegungsübertragung von *A* durch die Kegelräder *ABC* und die Kupplungsmuffe *D* auf die Steuerwelle *E* und es rotiert letztere daher in entgegengesetzter Richtung. In der Mittelstellung greift die Muffe *D* weder in *A* noch in *C* ein und es ist mithin die Steuerung abgestellt. Die Bewegung des Reversierhebels erfolgt durch einen in drei Lagen feststellbaren Handhebel und Zwischenwelle, wie insbesondere in Fig. 3 und 5, Taf. XIII, ersichtlich ist.

Behufs rascher Handhabung der Reversiervorrichtung während der Arbeit ist dieselbe bei der in Fig. 5, Taf. XLII, dargestellten Support-Drehbank am Drehbankschloss selbst angebracht, so dass sie der Dreher jederzeit in der Nähe hat. Die außen liegende Leitspindel dient sowohl zum Schraubenschneiden als auch zum Egalisieren und Plandrehen, jedoch wird das Leitspindelgewinde nur beim Schraubenschneiden benützt. Zum Schraubenschneiden wird an Stelle der in genannter Figur eingezeichneten oben befindlichen Steuerungsstufenscheibe, auf das rückwärts vom Druckbüchsen-Lager des Spindelstockes frei vorstehende Ende der Drehbankspindel ein Wechselrad aufgesteckt, von welchem die Leitspindel durch die zwischen liegenden Wechselräder umgetrieben wird, wie auch sonst beim Schraubenschneiden. Das Drehbankschloss enthält hierzu rechts eine zweitheilige Metallmutter, welche durch Drehen des mit eingefrästen Spiralnuthen versehenen Schlosshebels ein- oder ausgerückt wird, so wie es bei dem in Fig. 5, 14, 15 und 17, Taf. XLIII, dargestellten einfachen Schraubenschneidschloss erfolgt. Zum Egalisieren ist unter dem vorderen Bettprisma eine Zahnstange vorhanden. Das eingreifende

Zahnstangengetriebe, dessen Achse in einer excentrischen Hülse gelagert ist und durch deren Drehung um 180° es ein- oder ausgerückt werden kann, wird durch die vorn am Schloss angebrachten Steuerräder von der links am Schloss vorhandenen Reversiervorrichtung nach rechts oder links gedreht. Die Reversierräder werden endlich durch ein Paar Kegelräder getrieben, wovon das eine auf der Leitspindel über das Gewinde aufgeschoben ist und durch einen, in die der Länge nach genuthete Leitspindel eingreifenden Keil, an der Drehung der Leitspindel theilzunehmen gezwungen ist. Die hinter die Schlosswand reichende verlängerte Nabenhülse dieses Kegelrades ist zum Halslagerzapfen geformt und letzterer in einem Halslager an der Rückseite der Schlosswand gelagert, so, dass dieses Kegelrad die Längsbewegung des Supportschlittens mitmacht, wobei der Keil desselben immer in die Längsnuth der Leitspindel eingreift. Die Plansteuerungsbewegung wird ebenfalls durch die Reversierräder bewerkstelligt, von welchen durch die beiden vorn an der Schlosswand angebrachten Plansteuerräder die Schlittenspindel umgetrieben wird. Die Plansteuerung wird durch Abnehmen oder achsiale Verschiebung des auf der Schlittenspindel aufgekeilten kleinen Plansteuerrades außer Gebrauch gesetzt, und durch die genannte Reversiervorrichtung nach vor oder nach rückwärts bethätigt oder zeitweilig abgestellt. Auf der Achse des Zahnstangengetriebes ist ein fünfgriffiger Stern für den Handtransport des Schlittens vorhanden. Auf dem Schlitten ist ein drehbarer Kreuzsupport angebracht, auf dessen Obertheil der Drehstahl eingespannt wird.

Auf Taf. XLIII ist in Fig. 5, 6 und 14 bis 18 ein einfaches Schraubenschneidschloss mit Handtransport durch ein in die Leitspindel eingreifendes Schneckenrad (Fig. 16 bis 18) gezeichnet. Auf das Kurbelviereck der Schneckenradwelle wird die Schlittenkurbel (Fig. 10 und 11) für den Handtransport aufgeschoben, welche eine verlängerte, geschlossene Kurbelnabe hat, damit der Kurbelarm an der auf die Schlittenspindel aufgesteckten Steuerkurbel (Fig. 6) vorübergeht. Letztere ist in Fig. 12 und 13 in mustergiltiger Ausführung im Detail dargestellt. Die Fig. 7 bis 9 auf derselben Tafel enthalten nebst dem Supportschlitten und Bettquerschnitt die wesentlichen Theile eines einfachen Planschlosses für eine Supportdrehbank, wie es in Fig. 5, Taf. XVI, sammt Schlitten und Support in der Vorderansicht gezeichnet ist. Das auf der Leitspindel befindliche Kegelrad enthält dabei auf einem Theil seiner Nabenlänge das Muttergewinde und ist wie eine Schraubenmutter auf die Leitspindel aufgeschraubt; der übrige Theil der verlängerten Nabenhülse ist nach dem

Durchmesser der Leitspindel glatt ausgebohrt, geschlitzt und mit Lappen versehen, welche mittels einer eingeschraubten Klemmschraube zusammengezogen werden können, um das Kegelrad auf der Leitspindel festzuklemmen. Überdies ist am Schloss in Fig. 5, Taf. XVI, zu linker Hand eine Klemmschraube mit Griff seitlich in das Lagerauge für die zur Leitspindel senkrechte Achse des zweiten Kegelrades eingeschraubt. Wird letztere festgezogen, so sind die beiden Kegelräder an der Drehung verhindert. Die Drehung der Leitspindel bewirkt nun die Fortbewegung des Kegelrades mit dem Muttergewinde und letzteres überträgt diese Bewegung durch das Schloss auf den Schlitten, weil es, wie in Fig. 8, Taf. XLIII, ersichtlich ist, im Schloss achsial nicht verschiebbar gelagert ist. Wird diese Klemmschraube gelöst, dagegen das Kegelrad auf der Leitspindel durch Anziehen der Klemmschraube festgeklemmt, so bleibt der Schlitten stillstehen. Die Drehbewegung der Leitspindel wird dann durch die Kegelräder auf die vorn an der Schlosswand vorhandenen, auf die genannte Achse und die Schlittenspindel aufgesteckten Plansteuerräder übertragen und so auf die Schlittenspindel zur Ausführung der Plansteuerung fortgeleitet. Werden endlich bei dem in Fig. 5, Taf. XVI, gezeichneten Schloss beide Klemmschrauben gelöst, so kann mittels der auf das Kurbelviereck der Kegelradachse aufgeschobenen großen Handkurbel (Transportkurbel, Schlittenkurbel) der Schlitten von Hand dem Bettprisma entlang bewegt werden.

Bei der Whitworth'schen Drehbank mit innen liegender Leitspindel (Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII) ist im Schloss eine zangenförmige Mutter zum Schraubenschneiden vorhanden, welche mittels einer über die Stirnfläche des Schlittens hervortretenden und am Ende mit einem Handgriff versehenen Zugstange eingerückt wird. Eine eben solche zangenförmige Mutter ist auch bei dem Schloss der Stemmaschine in Fig. 4 bis 7, Taf. XXIX, angewendet.

Zur zeitweiligen Abstellung der continuierlichen Steuerung ohne Reversiervorrichtung kommt entweder ein Sperrwerk oder ein Bremswerk als Zwischenglied in dem Steuerungsmechanismus vor. Gewöhnlich dient als Sperrwerk ein Sperrad und ein Sperrkegel, wobei letzterer mittels eines Griffes leicht auszulösen ist; als Bremswerk kommt eine conische Frictionskupplung zur Anwendung, welche durch ein als Schraubenmutter ausgebildetes Handrad angezogen oder gelöst wird.

In Fig. 12 und 13, Taf. II, ist ein bei Bohrmaschinen mit Schneckenbewegung im Steuerungsmechanismus (Fig. 1 bis 3, Taf. VI und Fig. 1, Taf. XIX) gebräuchliches Sperrwerk gezeichnet. In Fig. 11,

Taf. II, ist eine bei verticalen Bohrmaschinen mit Schneckenbewegung im Steuerungsmechanismus angewendete und in Fig. 13, Taf. XXXI, und Fig. 13 bis 15, Taf. XXXVI, sind solche bei Drehbänken und Fräsmaschinen gebräuchliche conische Frictionskupplungen im Detail dargestellt.

II. Selbstthätige ruckweise Steuerung.

Bei allen Werkzeugmaschinen mit geradlinig hin- und herbewegtem Arbeitsstück oder Werkzeug, beziehungsweise auf- und abbewegtem Werkzeug, erfolgt die Steuerung ruckweise bei der Bewegungsumkehr zu Beginn des Schnittganges. Aber auch bei Drehbänken und Bohrmaschinen mit stetig rotierendem Arbeitsstück oder Werkzeug ist die selbstthätige ruckweise Steuerung gebräuchlich. Während jedoch bei den Maschinen mit geradlinig hin- und hergehender Bewegung die Steuerungsbewegung auf einen kleinen Theil des Schnittganges gleich bei Beginn der Bewegungsumkehr beschränkt ist und deshalb durch einen Daumen eine Hubcurve oder dergleichen von der rotierenden Hauptwelle oder dem bewegten Tisch eingeleitet werden muss, wenn sie beendet sein soll, bevor das Werkzeug an das Arbeitsstück trifft, genügt bei Drehbänken und Bohrmaschinen die Übertragung der Bewegung von der rotierenden Hauptwelle auf die Steuerung vermittels eines Excenters. Letzteres wird übrigens auch bei kleinen Maschinen mit geradliniger Bewegung angewendet, so z. B. bei Mutternstoßmaschinen und kleinen *Shaping*-Maschinen.

Von dem Excenter, beziehungsweise von dem Daumen oder der Hubcurve wird die Steuerungsbewegung mit Steuerhebel und Zugstangen auf ein Sperrwerk übertragen. Letzteres besteht aus dem auf der flachgängigen Steuerungsspindel aufgekeilten Sperrad, dem eingreifenden Sperrkegel und dem zugehörigen, auf der Steuerungsspindel lose drehbaren Sperrkegelhebel. Einer der die Steuerungsbewegung übertragenden Hebel ist als Schlitzhebel ausgebildet, um die Zahl der Sperradzähne, über welche der Sperrkegel zurückgezogen wird, durch Änderung seines Hebelausschlagwinkels größer oder kleiner machen zu können, um nach Erfordernis die Größe des Vorschubes (oder der Steuerung) einzustellen.

Findet die Schaltung stets nur nach einer Richtung statt, wie z. B. bei der freistehenden Bohrmaschine, Fig. 4 und 5, Taf. X, so besitzt das aus Schmiedeisen hergestellte und im Einsatze gehärtete Sperrad einen einseitig eingreifenden Sperrkegel und dem entsprechend geformte Zähne, wie in Fig. 2 und 3, Taf. X, ersichtlich. Soll dagegen die

Schaltung nach vor oder nach rückwärts durch das Sperrwerk erfolgen können, so wird das Sperrad mit gefrästen parallelflankigen Zähnen ausgeführt, aus Schmiedeisen hergestellt und im Einsatze gehärtet, oder ein gewöhnliches gußeisernes Zahnrad mit Cycloidenverzahnung dazu verwendet, wie in Fig. 11 und 12, Taf. XXVII. (Siehe P. I, Seite 9.)

Beispiele für die selbstthätige ruckweise Steuerung mit Excenterbewegung sind u. A. an nachbenannten Maschinen ersichtlich: Doppelte Bolzendrehbank, Fig. 7 und 8, Taf. VIII, freistehende Bohrmaschine, Fig. 1 und 2, Taf. XX, Wandbohrmaschine, Fig. 4 und 5, Taf. VI, Radialbohrmaschine, Fig. 1 und 2, Taf. VII, Mutternstoßmaschine, Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII, und an der kleinen *Shaping*-Maschine, Fig. 5 und 6, Taf. VII, dann Fig. 1 und 2, Taf. XXV, und an jener in Fig. 13 und 14, Taf. XXVIII. Daumen oder Hubcurven zur Einleitung der Steuerungsbewegung haben u. A. die Nuthstoßmaschine, Fig. 3 und 4, Taf. XXVIII, mit Detail der Hubcurven in Fig. 8 und 9, Taf. XXVII, die Hebelhobelmaschine, Fig. 15 und 16, Taf. XXVIII, die *Shaping*-Maschine, Fig. 7 bis 10, Taf. XXVIII, und die Langlochbohrmaschine, Fig. 2, Taf. XXIII.

Bei den Hobelmaschinen mit Zahnstangen- oder Leitspindelantrieb erfolgt die Einleitung der Steuerungsbewegung durch die beiden Daumen, welche die Riemenverschiebung behufs Bewegungsumkehr bewerkstelligen, wie u. A. in Fig. 6 und 7, Taf. XV, ersichtlich ist. An Stelle dieser einfachen, geschmiedeten Daumen werden auch Hebel mit Anschlagbolzen und darüber gesteckte Frictionsrollen angewendet, wie bei den Hobelmaschinen in Fig. 6 und 7, Taf. XXV, dann 17 und 18, Taf. XXVII. Bei Handsupport-Drehbänken, dann bei Bohrdrehbänken mit langer stählerner Spindel im Reitstock, welche zum Vorschub der Bohrstange oder der Kanonenbohrer mittels eines Schaltwerkes (Sperrwerk, Steuerratsche) selbstthätig bewegt werden kann (Fig. 6 bis 10, Taf. XXIV), ferner bei Plandrehbänken und Räderdrehbänken, bei welchen zur selbstthätigen Steuerung nach beliebiger Richtung eine Steuerratsche auf die betreffende Supportspindel aufgesteckt wird, (Fig. 3 und 4, Taf. XI, Fig. 1 und 2, Taf. XVI) erfolgt die Einleitung der Steuerungsbewegung von der rotierenden Antriebspindel durch eine Steuerscheibe, welche entweder direct auf die Spindel aufgekeilt ist, wie in Fig. 3 und 4, Taf. XI, oder durch ein Paar Stirnräder mit gleicher Zähnezahl von der Spindel in Umdrehung versetzt wird, wie in Fig. 6, 7 und 10, Taf. XXXIV. Die Steuerscheibe ist freitragend montiert und an ihrer Stirnfläche mit

einem ausgehobelten radialen Schlitz versehen, in welchem der Steuerungskurbelzapfen, behufs Änderung der Größe des Vorschubes, radial verstellt werden kann. Von diesem Steuerungskurbelzapfen wird die Bewegung, mittels einer über zwei an der Maschinenhaus-Decke angebrachte Rollen geführte Kette, auf die Steuerratsche übertragen.

III. Handsteuerung.

Bei allen Werkzeugmaschinen mit selbstthätiger Steuerung ist gewöhnlich die Einrichtung getroffen, dass der selbstthätige Vorschub durch Auslösung des Sperrkegels oder der bezüglichen Kupplung abgestellt und durch Drehen eines bereits vorhandenen Handrades oder durch eine auf die bezügliche Steuerspindel aufgesteckte Handkurbel von Hand ein beliebiger Vorschub erzielt werden kann. Diese Auslösung ist auch erforderlich, um das Werkzeugstück zu Beginn der Arbeit rasch anstellen und nach Schluss derselben oder auch in einem beliebigen Augenblicke rasch zurück ziehen zu können. Bei einzelnen Maschinen erfolgt die Ausführung sämmtlicher Steuerungsbewegungen überhaupt nur mittels einer aufgesteckten Handkurbel. Die Steuerung wird dann eine Handsteuerung genannt. Ein Beispiel hiefür liefert die in Fig. 8, Taf. I, und jene in Fig. 7, Taf. IV, dargestellte Holzdrehbank, ferner. die in Fig. 10, Taf. XXXIV, dargestellte Handsupportdrehbank. Der Handsupport, Fig. 8 und 9, Taf. XXXIV, ist auf der Wange nicht mittels eines in Prismen geführten Schlittens verschiebbar, sondern derselbe wird mittels der mit einem Aufspannschlitz versehenen Unterplatte oder Schere auf das Bett der Maschine an beliebiger Stelle aufgelegt und nach erfolgter Einstellung, mittels einer von unten in das Bett eingelegten Gegenplatte und zugehöriger Anzugschraube, festgestellt, wie in Fig. 9, Taf. XXXIV, zu ersehen ist. Für gewöhnliche Modelldreherei wird dieser Handsupport von der Drehbank ganz abgehoben und durch die Handauflage ersetzt, wie in Fig. 8, Taf. I, gezeichnet ist. Zum Drehen eines Modelles auf der freitragenden, am linksseitigen Ende der Drehbankspindel angebrachten Planscheibe dieser Drehbank dient der dort gezeichnete besondere Ständer mit Handauflage.

Zur Erzielung einer besseren Ausnützungsfähigkeit werden auch die gewöhnlichen Handdrehbänke mit Steuerscheibe, Kette und Steuerratsche ausgerüstet, wie an der in Fig. 10, Taf. XXXIV, dargestellten Handdrehbank von Heilmann-Ducommun & Steinlen zu ersehen ist.

Einspannvorrichtungen.

Sowohl das schneidende Werkzeug als auch das Arbeitsstück muss, behufs Ausführung der in Aussicht genommenen Bearbeitung, in entsprechender Lage und Weise eingespannt oder aufgespannt und vor, beziehungsweise bei Beginn, der Schnittbewegung richtig eingestellt, zu- oder angestellt werden. Dazu dienen besondere Vorrichtungen, deren Einrichtung je nach der Form und Größe des einzuspannenden Arbeitsstückes oder Werkzeuges und je nach dem Arbeitsvorgange verschieden sein kann.

Bei Schleifsteinen und Schmirgelschleifmaschinen wird zumeist das Arbeitsstück, z. B. ein zu schleifender Drehstahl aus freier Hand, nur auf eine am Gestelle angeschraubte Auflage gestützt, gegen den Stein oder die Schmirgelscheibe angedrückt. Die Form und Befestigungsart der bei Schleifsteinen für Werkzeugschleiferei gebräuchlichen Auflage ist in Fig. 7 und 8, Taf. II, jene für Schmirgelschleifmaschinen in Fig. 4, Taf. XVII, gezeichnet. Erstere ist nur horizontal verstellbar, letztere auch vertical und im Kreise und besteht daher aus einem horizontal verstellbaren Arm, in welchem die Auflage in einer verticalen, cylindrischen Bohrung befestigt wird. Die Feststellung erfolgt durch die in Fig. 4, Taf. XVII, ersichtlichen Klemmschrauben. Die Schleifsteinauflage ist gewöhnlich aus Schmiedeisen; für die Schmirgelschleifmaschine ist sowohl der horizontale Arm, als auch die Auflage gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt. Ebenso wird bei der Holzdrehbank das schneidende Werkzeug (ein Handstahl) nur auf eine Auflage gestützt, aus freier Hand gegen das rotierende Arbeitsstück angestellt. Diese Auflage ist aber ihrer Richtung nach auf ihrem Untertheil, Schere genannt, verstellbar (drehbar und der Höhe nach einstellbar) und letztere wieder am Bett der Maschine verschiebbar und kann auf letzterem an beliebigem Platze mittels einer Gegenplatte und Anzugschraube festgestellt werden, wie in Fig. 8, Taf. I, und Fig. 8 bis 10, Taf. XXXIV, ersichtlich. Die Feststellung der in die verticale cylindrische Bohrung der Schere eingepassten Auflage in letzterer erfolgt wieder durch eine Stellschraube, wie in Fig. 8, Taf. I, und Fig. 10, Taf. XXXIV, gezeichnet ist. Schere und Auflage sind aus Gusseisen hergestellt.

Zum Einspannen des rotierenden Arbeitsstückes, z. B. einer Welle oder des rotierenden Werkzeuges, z. B. einer Bohrstange in einer Drehbank, ist dieses an beiden Enden mit auf der Centriermaschine eingebohrten Körnerlöchern versehen, in welche die conischen Spitzen der Drehbankkörner eingeschoben werden. Bei Holzdrehbänken, Supportdreh-

bänken, Bohrdrehbänken, Plan- und Spitzendrehbänken, ist gewöhnlich der eine Körner in die centrale Bohrung der rotierenden Drehbankspindel und der zweite in die centrale Bohrung des Reitstockstoßes, und zwar jeder mittels seiner conischen Angel eingeschoben und durch die Reibung der gegeneinandergepreßten conischen Anlagflächen festgehalten.

Um die Anlagfläche der Körnerspitze centrisch und gut gölt zu erhalten, soll das Körnerloch nicht lediglich die Umhüllungsform der Körnerspitze bilden, sondern vor der Spitze noch eine kleine cylindrische Bohrung erhalten, und die Stirnwand des eingespannten Stückes etwas vertieft angefräst sein, wie in Fig. 28 und 29, Taf. II, gezeichnet. Es muss dazu der Centrierbohrer die in Fig. 30 und 31, Taf. II, gezeichnete Form erhalten. Weil nun der Körner lediglich an der Mantelfläche eines Kegelstutzes im Körnerloch anliegt, darf der Spitzenwinkel desselben, behufs Sicherung der centralen Lage des eingespannten Stückes, nicht zu groß, also die Körnerspitze nicht zu stumpf sein. Es ist deshalb ein kleinerer Spitzenwinkel vorzuziehen; doch fordert ein Körner mit größerem Spitzenwinkel keine so subtile Behandlung während des Gebrauches, als ein solcher mit kleinerem Spitzenwinkel, und dies ist der Grund, warum sich der Dreher auch einen ursprünglich spitzeren Körner bald in einen stumpferen umgeändert hat. Die gewöhnlich angewendeten Spitzenwinkel schwanken um 90° herum, wie in Fig. 14, 15, 20 und 21, Taf. II, während solche von den Werkzeugmaschinenfabriken dem Beispiele von Sellers folgend, auch mit Spitzenwinkel von 60° geliefert werden, wie in Fig. 7 und 17, Taf. II, gezeichnet ist.

Die conische Angel des Körners wird mit einer Conicität von 1 *mm* Zunahme im Durchmesser auf 10 *mm* Länge (1 : 10) bis zu 1 *mm* Zunahme im Durchmesser auf 16 *mm* Länge (1 : 16) angewendet, wovon insbesondere das zwischen liegende Verhältnis 1 : 12 häufig vorkommt. Die mit solcher Conicität angefertigte Körnerangel setzt sich durch ein ruckweises Einschieben in die conische Höhlung der Drehbankspindel oder des Reitstockstoßes in dieser Höhlung derart fest, dass der Körner, an dem vorstehenden Theil mit der bloßen Hand angefasst, nicht mehr herausgezogen werden kann. Der nicht besonders rücksichtsvoll hantierende Dreher schlägt mit dem vom Ausspannen zufällig in der Hand befindlichen Mutternschlüssel auf das vorstehende Körnerstück, bis der Körner gelockert ist und dann mit der Hand entfernt werden kann. Das ist jedoch im Hinblick auf die Erhaltung gut centrierter Körner unzweckmäßig und auch nicht nöthig, wenn nur der Körner entsprechend vorgerichtet ist. Diese Vorrichtung besteht in der

einfachsten Form in zwei am vorstehenden cylindrischen Theil des Körners diametral gegenüber angefeilten parallelen Flächen, wie in Fig. 14 und 15, Taf. II, gezeichnet, über welche ein Mutternschlüssel von der betreffenden Schlüsselweite aufgeschoben wird. Mit einem einzigen Ruck am Mutternschlüssel ist der Körner locker.

Statt der am cylindrischen Theil angefeilten Flächen führt man den Körner mit einem angeschmiedeten und entsprechend zugefeilten viereckigen Ansatz aus, wie in Fig. 16 und 17, Taf. II, über welchen der Mutternschlüssel aufgeschoben wird, um den Körner zu lockern.

An Drehbänken von *Whitworth (Sir Joseph Whitworth & Co. Limited. Ashton Road, Openshaw, Manchester)* ist die in Fig. 20 und 21, Taf. II, gezeichnete Körner-Construction angewendet, wonach der Körner hinter der (1 : 16) conischen Angel noch einen dünneren cylindrischen Ansatz besitzt, welcher in der zugehörigen cylindrischen Höhlung der Drehbankspindel bis hinter das vordere Spindellager reicht, wie in Fig. 7, Taf. XXXIII, an dem im verticalen Mittelschnitt gezeichneten *Whitworth*'schen Spindelstock gestrichelt eingezeichnet ist, und zwar soweit, dass er mittels eines durch die dort in der Spindel angebrachte Kreuzbohrung gesteckten conischen Stiftes herausgestoßen wird, um den Körner zu lockern.

Ein anderes sehr zweckmäßiges Detail für die Lösungsvorrichtung, ist in Fig. 18 und 19, Taf. II, gezeichnet. Auf dem bei der Angel etwas stärkeren Theil des cylindrischen Körnerhalses ist ein feines Gewinde von etwa 11 oder mehr Gänge auf 1 Zoll englisch geschnitten. Auf dieses Gewinde wird eine sechskantige Mutter aufgeschraubt. Soll der Körner gelöst werden, so wird diese Mutter gegen den Spindelkopf oder am Reitstock gegen die Stirnfläche des Stoßes zugeschraubt, wodurch der Körner ganz central aus der Höhlung herausgezogen wird.

Bei der in Fig. 9, Taf. VII, in der Ansicht mit durchschnittenem Spindelstock gezeichneten kleinen Schraubenschneiddrehbank von *Sir Joseph Whitworth & Co.* in *Manchester* mit hohler Spindel und gehärteten, conischen Lagerbüchsen erfolgt das Einspannen des durch die hohle Spindel hindurch geschobenen Arbeitsstückes (Rundeisen, Rundstahl) im Spindelkopfe durch ein dort aufgeschraubtes Klemmfutter mit 3 radialen Stellschrauben (oder eines der bekannten selbstcentrierenden Klemmfutter). Es ist dabei nur im Reitstock ein Körner vorhanden, welcher bei langen Arbeitsstücken als Lager für das aus dem Futter vorstehende Arbeitsstück dient. Es kann jedoch auch bei dieser Drehbank ein geschlossener Kopf aufgeschraubt werden, welcher eine centrale Bohrung enthält, in welche

der Körner eingeschoben wird, um zwischen den Körnern drehen zu können, wie bei einer gewöhnlichen Drehbank mit massiver Spindel.

Zum Zwecke des Einspannens verschieden langer Stücke zwischen den Körnerspitzen ist der Reitstock auf dem Drehbankbett in der Richtung der Spitzenachse verschiebbar und an beliebiger Stelle festzustellen. Behufs Einhaltung der parallelen Lage der Spitzenachse zu den das am Support aufgespannte Werkzeug geradeführenden Prismen am Drehbankbett ist der Reitstock unten mit vorspringenden Leisten versehen, welche zwischen den Auflagflächen in das Bett eingreifen.

Früher machte man diese Leisten beiderseits anliegend, um die Richtung einzuhalten und legte die Anzugplatte flach gegen die Passleisten am Bett an, wie in Fig. 9, Taf. XXXIV.

Gegenwärtig wird vielfach die bei der Sellers'schen Drehbank ausgeführte, in Fig. 7, 8 und 9, Taf. XXXVI, gezeichnete Construction angewendet, wobei der Reitstock nur an einer Seite mit einer Leiste an der gehobelten inneren Seitenfläche des Bettes anliegt und durch die einerseits an dieser Reitstockleiste anliegende, anderseits an die untere conische gehobelte Prismenleiste des Bettes angepasste Anzugplatte einseitig fest anliegend angezogen wird. Diese Sellers'sche Construction sichert die genaue Richtungseinhaltung des Reitstockes nach der Verschiebung ohne den Reitstock mit Leisten beiderseits in den Wangenzwischenraum einpassen zu müssen und erleichtert sohin die genaue Herstellung der Drehbank. Da ferner beim Verschieben des Reitstockes sowohl die sonst anliegende, unten vorspringende Reitstockleiste, als auch die Anzugplatte an der Fläche der conischen Prismaleiste im Bett frei ist, wird bei der Verschiebung die Abnützung der genannten Anlagflächen thunlichst vermieden und somit die genaue Richtungseinhaltung des Reitstockes dauernd gesichert.

Soll ein Gegenstand conisch abgedreht werden, so muss die Spitzenachse entsprechend schief gegen die Führungsprismen am Bett eingestellt werden und dies erfolgt durch seitliche Verschiebung der Reitstockkörnerspitze. Zu diesem Zwecke besteht der Reitstock aus zwei Theilen, nämlich aus dem den Stoß enthaltenden Obertheil und der darunter befindlichen Reitstockplatte. Auf letzterer ist der Reitstockobertheil an Leisten geführt, welche senkrecht zu den Prismenleisten des Drehbankbettes liegen. Es kann somit der Obertheil senkrecht zum Bettprisma auf der Reitstockplatte verschoben werden. Zur Verschiebung dient gewöhnlich eine in der Reitstockplatte gelagerte, flachgängige Schraubenspindel und zugehörige Mutter.

Letztere wird mittels eines nach aufwärts stehenden cylindrischen Zapfens, welcher durch eine Warze gegen die Drehung gesichert wird, von unten in die entsprechende cylindrische Bohrung im Reitstockfuß eingeschoben, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XXXV, gezeichnet. Ein so eingerichteter Reitstock wird kurz ein Reitstock zum Conischdrehen genannt. Um beim Zurückschieben des Reitstockobertheiles zum Cylindrischdrehen die richtige Lage wieder zu finden, ist entweder an der Vorderseite des Obertheiles und des Untertheiles mit der Reißnadel ein scharfer Riss eingerissen, und das Zusammenfallen beider Risse zeigt die richtige Einstellung zum Cylindrischdrehen an, oder es sind zu diesem Zwecke seitliche Stellschrauben im Reitstockfuße angebracht, welche gegen Kloben an der Reitstockplatte anstoßen, sobald die Reitstockachse die richtige Lage zum Cylindrischdrehen einnimmt. Die gebräuchlichen Anordnungen der Führungsleisten auf der Reitstockplatte sind an den Reitstöcken zum Conischdrehen in Fig. 7, 9 und 14, Taf. VIII, ferner in Fig. 3, Taf. XII, Fig. 6, Taf. XXXIV, Fig. 1 bis 3, Taf. XXXV, und Fig. 7, Taf. XXXVI, zu ersehen.

Die achsiale Verschiebung des gegen Drehung gesicherten Stoßes erfolgt durch eine flachgängige Schraubenspindel, welche in die Höhlung des mittels eines Kanonenbohrers ausgebohrten, aus Schmiedeisen hergestellten Stoßes hineinreicht, wie in Fig. 1, Taf. XXXV, zu ersehen ist. Im rückwärtigen Ende der Reitstockhülse ist eine gusseiserne Büchse mit zwei conischen Stiften befestigt, wie in Fig. 4, Taf. XXXV, im Verticalschnitt gezeichnet, gegen welche sich der Spindelbund anlegt. Auf der Reitstockspindel ist ein Handrad an diese Büchse anschließend aufgekeilt und durch eine Mutter anziehbar. Durch Drehen des Handrades wird der Reitstockstoß achsial verschoben. Derselbe muss in der Reitstockhülse (auch Kanone genannt) sehr genau cylindrisch eingepasst sein und überdies in jeder Stellung festgestellt werden können. Die Feststellung erfolgt gewöhnlich durch Klemmung. Zu diesem Zwecke wird zumeist entweder die Reitstockhülse an dem Ende beim Körner seitlich aufgeschlitzt und mittels dort angegossener Flanschen zusammengeschraubt, oder es wird der Stoß mittels eines Zugkeiles in der nicht aufgeschlitzten Hülse festgeklemmt, wie z. B. in Fig. 1 und 2, Taf. XXXV, gezeichnet ist.

Beim Reitstock der Sellers'schen Drehbank, Fig. 7, 8 und 9, Taf. XXXVI, wird der Reitstockstoß durch eine 3theilige conische Hülse central festgeklemmt. Die Büchse, gegen welche sich der Spindelbund anlegt, ist hierbei durch eine von unten in die Reitstockhülse eingeschraubte Stellschraube gehalten, wie in Fig. 7, Taf. XXXVI, zu ersehen ist.

Bei den Reitstöcken der Achsenregulierungs-Drehbank, Fig. 5 und 6, Taf. XXXII, ist der durch Feder und Nuth gegen die Drehung gesicherte achsial verschiebbare Reitstockstoß in dem durch das Handrad hindurchgehenden und vorstehenden Theil selbst mit einem flachgängigen Gewinde versehen und das Muttergewinde zur achsialen Verschiebung in der Nabe des Handrades eingeschnitten, welche mittels eines zweitheiligen, in eine eingedrehte Ringnuth eingreifenden, an der Flansche der Reitstockhülse angeschraubten schmiedeisernen Flanschenringes gegen achsiale Verschiebung gesichert ist. Dieselbe Detailconstruction zeigt der Reitstock einer Supportdrehbank, Fig. 22, Taf. II, jedoch ist die Reitstockhülse oben noch mit einer nach aufwärts stehenden langen Rippe versehen, welche gelegentlich wie ein Ambos verwendet werden kann.

Zum Einspannen kurzer Gegenstände zum Ausbohren auf der Drehbank dient der auf die Drehbankspindel aufgeschraubte Futterkopf mit 8 radialen Stellschrauben, wovon sich je zwei Schrauben diametral gegenüber stehen und je vier Schrauben gemeinschaftliche Mittelebenen haben. Ein solcher Futterkopf ist in Fig. 2, Taf. XXII, vor der Drehbank stehend im perspectivischen Bilde dargestellt.

Zum Mitnehmen, behufs Umdrehung einer zwischen den Spitzen einer Drehbank eingespannten Welle oder eines ähnlichen Arbeitsstückes, oder zum Abdrehen einer Riemenscheibe 2c. auf einem Drehdorn, wird darauf ein Drehbanksherz festgeschraubt, gegen welches sich der Mitnehmerstift der auf die Drehbankspindel aufgeschraubten Mitnehmerscheibe anlegt. Der schmiedeiserne Mitnehmerstift ist mittels einer Schraubenmutter an der gusseisernen Mitnehmerscheibe befestigt. Die gewöhnlich gebräuchliche Form der letzteren ist in der Fig. 1, Taf. XXII, auf der Drehbankspindel aufgeschraubten und in Fig. 2, Taf. XXII, vor der Drehbank liegend gezeichneten Mitnehmerscheibe zu ersehen. In Fig. 1 und 3, Taf. IX, ist die Mitnehmerscheibe mit eingeschraubtem Mitnehmerstift im Durchschnitt und in der Draufsicht gezeichnet.

Die doppelte Bolzendrehbank in Fig. 7, Taf. VIII, hat im gemeinschaftlichen Spindelstock eine feststehende schmiedeiserne, cylindrisch abgedrehte Achse, auf welcher sich die beiden Stufenscheiben lose drehen. In letztere sind die Mitnehmerstifte eingeschraubt und es dienen sohin die Stufenscheiben selbst als Mitnehmerscheiben. Das Arbeitsstück wird auf dieser Bolzendrehbank zwischen feststehenden Spitzen gedreht. Ähnlich ist die Einspannung der Eisenbahnwagen- und Locomotiv-Achsen zum gleichzeitigen Andrehen der beiden Achsstummel, beziehungsweise Eindrehen der Lager-

läufe auf einer zu diesem Zwecke besonders construierten Achsendrehbank. Eine solche mit doppelter Räderübersetzung im Antrieb, von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik ist auf Taf. XXXI, in Fig. 15 bis 17, in der Vorderansicht mit darüber befindlichem Deckenvorgelege und in der Stirnansicht gezeichnet. Der Spindelstock steht hierbei ebenfalls in der Mitte zwischen den beiden Reitstöcken, aber die kurze Spindel ist hohl aus Gusseisen hergestellt und durch ein, zwischen den beiden Spindellagern, darauf aufgekeiltes Stirnrad in Umdrehung versetzt. Die Achse, an der die Stummel anzudrehen sind, wird durch die entsprechend weite Höhlung der Spindel hindurchgeschoben und auf die beiden Reitstockkörner gespannt. Der Mitnehmerstift ist an der am linksseitigen Ende der hohlen Spindel vorhandenen Flansche eingeschraubt. Zum Einschieben der abzudrehenden Achsen in die hohle Spindel ist der linksseitige Reitstock auf der Reitstockplatte seitlich verschiebbar.

Ebenso erfolgt bei der in Fig. 5 bis 7, Taf. XXXII, mit Weglassung der zum Heben des Räderpaares erforderlichen Schraubenwinde und zusammengerückten Reitstöcken gezeichneten Achsenregulierungsdrehbank von der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik, das Einspannen der die Laufräder tragenden Eisenbahnwagenachse zum Regulieren der durch Abnützung unrund gewordenen Achsstummel. Die Achse wird hierbei mittels Riemen und aufgeklemmte Riemenscheibe umgedreht.

Zur Hintanhaltung der Durchbiegung und des Federns langer Wellen beim Abdrehen derselben kommen die Lünetten zur Anwendung, deren gewöhnlich aus Holz hergestellte und für verschiedene Durchmesser leicht auswechselbare zweitheilige Lagereinlagen oder Backen die Welle in der Höhe der Spitzenachse umschließen.

Es gibt zweierlei Lünetten, nämlich feste und mitgehende Lünetten. Beide sind auf der Drehbank, Fig. 1, Taf. XXII, aufmontiert im perspectivischen Bilde gezeichnet. In Fig. 6, 7 und 10, Taf. XXXIV, ist nur die feste Lünette gleich neben dem Reitstock aufmontiert.

Die feste Lünette ist wie der Reitstock auf dem Drehbankbett verschiebbar. Dieselbe wird durch eine Schraube und eine von unten an den Wangen zu beiden Seiten am Bette anliegende Anzugplatte an beliebigem Platze festgeschraubt.

Die mitgehende Lünette wird am Supportschlitten aufgeschraubt, um das Ausweichen der zu drehenden Welle beim Schnitt zu verhindern. Behufs richtiger Anstellung der Lünette besteht diese gewöhnlich aus zwei Theilen, von denen der untere, am Bett oder am Schlitten feststehende

Theil der Lünettenständer und der obere, die Lagerbacken enthaltende Theil das Lünettenlager genannt wird. Letzteres ist mit zwei länglichen verticalen Schlitzen versehen, durch welche die zur Befestigung desselben am Ständer erforderlichen Schrauben hindurchgehen. Zum Einspannen der Lagerbacken in das Lünettenlager ist letzteres oben mit einem flachen, gewöhnlich schmiedeisernen Deckel versehen, welcher rasch gelöst und zur Seite gedreht werden kann.

Die beiden, nach aufwärts stehenden Seitentheile des Lünettenlagers, zwischen welche die Lagerbacken eingeschoben werden, sind nach innen zu V förmig im Querschnitte und die Lagerbacken haben ebensolche Ausschnitte zu beiden Seiten, zur Sicherung gegen einseitige achsiale Verschiebung, wie in Fig. 32, Taf. II, im Horizontalschnitt gezeichnet.

Eine besondere Art von Lünetten ist die von Sellers, bei seiner Drehbank angewendete, Fig. 11 bis 13, Taf. XXXVI, welche drei radial nachstellbare Backen hat, wovon sich die oberen zwei in einem kippbaren Bügel befinden.

Lünetten kommen auch zur Lagerung der Bohrstange bei Horizontalbohrmaschinen zur Anwendung, wie insbesondere bei der Horizontalbohrmaschine in Fig. 8, Taf. XXIII, und bei der Bohrdrehbank, Fig 8, Taf. XXXII, von *Smith & Coventry* in *Manchester* und bei der Horizontalbohrmaschine, Fig. 1 bis 4, Taf. XLII, von *Hind & Sohn* in *Nottingham* zu ersehen ist.

Die Bohrstange wird dabei mit der conischen Angel an Stelle eines Bohrers in den Kopf der Bohrspindel oder in ein besonderes Futter eingespannt, welches auf den mit Gewinde für eine Planscheibe versehenen Spindelkopf einer Horizontalbohr- und Fräsmaschine aufgeschraubt ist. Das Lünettenlager hat in diesen Fällen eine cylindrische Bohrung, in welche geschlossene, gusseiserne, cylindrisch ausgebohrte Lünettenlagerbüchsen eingepasst sind. Es wird jeweilig diejenige Lagerbüchse in das Lünettenlager eingeschoben, deren Bohrung mit der Bohrstange gleichen Durchmesser hat. Die Lagerbüchse wird durch eine Stellschraube befestigt.

Zum Aufspannen von Gegenständen mit großem Durchmesser beim Ausbohren auf der Drehbank und eventuell auch beim Abdrehen derselben dient die Planscheibe. Dieselbe ist aus Gusseisen hergestellt und entweder nur mit Aufspannschlitzen versehen, durch welche die Aufspannschrauben hindurchgesteckt werden, wie an der in Fig. 1, Taf. XXII, an den linksseitigen Drehbankfuß angelehnt gezeichneten Planscheibe zu ersehen ist, und heißt dann gewöhnlich eine glatte Planscheibe, oder es sind an der

Planscheibe vier besondere schmiedeiserne, im Einsatze gehärtete Aufspannkloben vorhanden, welche in radialen Schlitzen geführt und durch flachgängige Schraubenspindeln vermittels eines, auf das viereckig zugefeilte Ende aufgesteckten Aufsteckschlüssels radial verschoben werden können, um das Arbeitsstück centrieren zu können, wie z. B. eine in Fig. 2, Taf. XXII, aufgespannt gezeichnete auszubohrende Riemenscheibe; dieselbe heißt dann eine Universalplanscheibe. Die Universalplanscheibe der Plandrehbank in Fig. 5 und 6, Taf. XXXIII, besitzt vier in radialen Schlitzen verschiebbare gusseiserne Klobenschlitten, an welchen die schmiedeisernen Spannkloben durch kurze flachgängige Schraubenspindeln radial verschoben werden. Ebenso ist die Einrichtung der Einspannkloben an der Planscheibe der Räderdrehbank, Fig. 3, Taf. XVII. Bei den gewöhnlichen Supportdrehbänken wird die Planscheibe auf die Spindel an Stelle der Mitnehmerscheibe aufgeschraubt, wenn sie benöthigt wird. Dieselbe wird wieder abgeschraubt, sobald das Aufschrauben der Mitnehmerscheibe oder des Bohrfutters erforderlich erscheint.

Bei Plandrehbänken, Plan- und Spitzendrehbänken und Räderdrehbänken bleibt die Planscheibe stets auf der Spindel. Dieselbe wird deshalb nicht aufgeschraubt, sondern cylindrisch aufgepasst und über einen in das Spindelende eingelassenen Keil, der in die zugehörige Keilnuth in der Bohrung der Planscheibe eingepasst ist, aufgepresst oder warm aufgezogen; bei großen Plandrehbänken und Räderdrehbänken wird die Planscheibe an die Flansche der gusseisernen Spindel mit eingepassten Schrauben aufgeschraubt, deren runde Köpfe in die Planscheibe versenkt sind, wie in Fig. 3, Taf. XVII gezeichnet ist.

Bei der Sellers'schen Drehbank ist die, behufs Erzielung einer zweiten Räderübersetzung nebst der durch das ausrückbare Rädervorgelege gebotenen, außen verzahnte Planscheibe (Fig. 1 und 4, Taf. XXXVI), ebenfalls bleibend fest auf der Spindel. Dieses Constructionsdetail wird jedoch auch von Sellers nur bei großen Supportdrehbänken angewendet.

Bei anderen Maschinen wird das Arbeitsstück gewöhnlich auf eine horizontale, mit Aufspannschlitzen versehene Platte mittels Aufspannschrauben befestigt.

Die gewöhnlichen Schraubenschneidmaschinen besitzen ebenfalls Einspannbacken auf dem als Mitnehmerscheibe ausgebildeten Spindelkopfe, und zwar zwei diametral gegenüberliegende, welche durch flachgängige in radialen Schlitzen liegende Schraubenspindeln zum Einspannen des Schraubenkopfes radial verstellbar sind. An der in Fig. 20, Taf. XXXI,

in der Seitenansicht dargestellten Schraubenschneidmaschine von *Sir Joseph Whitworth & Co. Limited* in *Manchester* ist der Spindelkopf so gedreht dargestellt, dass die beiden Einspannbacken vertical übereinander liegen. Zum Zustellen und Nachführen der zu schneidenden Schraube ist die hohle gusseiserne Spindel durch Zahnstange, Getriebe und Handrad in ihren Lagern achsial verschiebbar.

Bei großen Horizontalbohrmaschinen und Radialbohrmaschinen ist diese Aufspannplatte die Fundamentplatte der Maschine selbst, wie z. B. bei der in Fig. 9, Taf. XLII, in perspectivischer Ansicht dargestellten combinierten Horizontal- und Radial-Bohrmaschine von der Werkzeug- und Maschinenfabrik Oerlikon. Diese Maschine ist hauptsächlich zum Bohren größerer Maschinentheile bestimmt und hat 3 Bohrspindeln, von welchen 2 unter allen Winkeln selbstthätig sind, während die dritte am Ständer unterhalb der Radialbohrmaschine nur horizontal selbstthätig ist. Der zu bohrende Maschinentheil liegt festgespannt auf der geschlitzten Fundamentplatte oder Grundplatte, auf welcher die 3 Bohrspindeln, beziehungsweise die zugehörigen Maschinenständer verschiebbar sind, um die Bohrspindeln an den zu bohrenden Stellen in Thätigkeit setzen zu können. Am Rande der 3 *m* auf 2,7 *m* messenden Grundplatte ist der gemeinschaftliche Ständer der Radial- und Horizontalbohrmaschine mittels Handkurbel, Kegelräderübersetzung und einer in der oben offenen, am Rande hinlaufenden Aussparung der Grundplatte liegenden flachgängigen Schraubenspindel (Leitspindel), geradlinig verschiebbar. Der Ständer der zweiten Horizontalbohrmaschine, mit nach allen Winkeln einstellbarer Bohrspindel, kann auf seinem Untersatze mittels Schnecke und Schneckenrad im Kreise gedreht werden. Der Untersatz kann ferner auf der zugehörigen, mit Aufspannschlitzen versehenen Supportplatte mittels einer darin liegenden Schraubenspindel dieser Platte entlang verstellt werden. Endlich kann die Supportplatte selbst an beliebiger Stelle auf der Grundplatte aufgeschraubt werden. Der Antrieb der Bohrspindel erfolgt deshalb durch Kegelräderübersetzung und eine drehbare und verschiebbare Welle von dem feststehenden Vorgelegeständer aus.

Ebenso erfolgt das Aufspannen des Arbeitsstückes auf die mit Aufspannschlitzen versehene Grundplatte bei der Radialbohrmaschine, Fig. 1 und 2, Taf. XII. In besonderen Fällen wird ein freistehender, auf der geschlitzten Fundamentplatte verschiebbarer und der Höhe nach verstellbarer Aufspanntisch, Fig. 6, Taf. XIV, bei Radialbohrmaschinen verwendet.

Bei Hobelmaschinen bildet der geradlinig hin und her bewegte Hobelmaschinentisch selbst die mit Aufspannschlitzen versehene Platte, auf welche der zu hobelnde Maschinentheil oder auch ein gusseiserner Winkel als besondere Aufspannvorrichtung aufgeschraubt wird.

Bei der Radialbohrmaschine, Fig. 1 und 2, Taf. XI, ist nebst der Grundplatte ein kastenförmiger Tisch vorhanden, welcher oben und seitlich mit Aufspannschlitzen zur Befestigung des zu bohrenden Maschinentheiles versehen ist.

Bei der großen Fräsmaschine, Fig. 1 bis 3, Taf. XV, ist die Aufspannplatte entweder die vor dem Maschinenbett liegende geschlitzte Grundplatte oder die kreisrunde, mit Aufspannschlitzen versehene Supporttischplatte. Letztere kann auf dem darunter befindlichen Supporttheil mittels Schnecke und Schneckenradkranz im Kreise gedreht werden. Es kann aber ferner dieser Supporttheil sammt der Tischplatte, auf dem zugehörigen Supportuntertheil in Prismen geführt, mittels Supportspindel und Handrad zum Maschinenbett parallel horizontal verschoben werden. Der Supportuntertheil ist auf dem oben mit Aufspannschlitzen versehenen Support-Untersatze befestigt und mit letzterem auf der Grundplatte verstellbar um das Arbeitsstück in die jeweilig erforderliche Lage gegenüber der Fräse zu bringen.

Es ist also hier ein Aufspannsupport mit von Hand nach einer Richtung horizontal verschiebbarer und überdies im Kreise drehbarer Aufspannplatte vorhanden.

Bei Nuthstoßmaschinen wird gewöhnlich, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XXVIII, und Fig. 1 und 2, Taf. XXXII, ein Aufspannsupport mit im Kreise drehbarer und nach zwei zu einander senkrechten Richtungen horizontal von Hand oder selbstthätig verstellbarer kreisrunder Tischplatte angewendet. Derselbe wird wegen dieser zwei zu einander senkrechten Bewegungsrichtungen ein Support mit Kreuzbewegung oder ein Kreuzsupport genannt. Ein solcher Kreuzsupport mit drehbarer Tischplatte ist auch bei der Fräsmaschine in Fig. 7 und 8, Taf. XIV, angewendet.

Kreuzsupporte ohne die im Kreise drehbare Aufspannplatte, bei welcher die gewöhnlich rechteckige mit Aufspannschlitzen versehene Supporttischplatte nur zwei zu einander senkrechte Bewegungen selbstthätig oder von Hand ausführen kann, kommen ebenfalls bei Nuthstoßmaschinen vor, wie z. B. in Fig. 3 und 4, Taf. XXXII.

Bei *Shaping*-Maschinen ist gewöhnlich nur ein einfacher, nur oben (Fig. 9 und 10, Taf. XXVIII), oder auch an der Seite (Fig. 10 und 11,

Taf. XXVII,) mit Aufspannschlitzen versehener Tisch vorhanden, an einer Supportplatte in Schlitzen mittels Handrad und Schraubenspindel (Fig. 10, Taf. XXVIII), oder mittels auf ein Kurbelviereck aufzusteckender Handkurbel, Getriebe und Zahnstange von Hand vertical auf und ab bewegt und überdies sammt der Platte horizontal dem Bett entlang verstellt werden kann. Die selbstthätige Steuerung erfolgt hierbei am traversierenden Werkzeugschlitten. Dagegen kann bei kleinen *Shaping*-Maschinen mit traversierendem Aufspanntisch (Fig. 13 und 14, Taf. XXVIII) die das horizontale Führungsprisma tragende Supportplatte von Hand an der Wand des Bettes der Höhe nach verstellt werden, wogegen der Supporttisch die selbstthätige Schaltbewegung dem Prisma entlang in horizontaler Bewegungsrichtung senkrecht zur Hubbewegung des Werkzeuges ausführt.

Bei kleinen Fräsmaschinen, Verticalbohrmaschinen und Horizontalbohr- und Fräsmaschinen ist der ganze Kreuzsupport vertical verstellbar (Fig. 4 und 5, Taf. X, Fig. 5 Taf. XI, Fig. 11 und 12, Taf. XXVIII, Fig. 3 bis 5, Taf. XIII, Fig. 9 und 10, Taf. II,) und manchmal noch mit einer im Kreise drehbaren Aufspanntischplatte ausgerüstet (Fig. 6, Taf. XI).

Um Gegenstände bei freistehenden und Wandbohrmaschinen entweder auf dem Supporttisch oder auf der Grundplatte aufspannen zu können, ist der Supporttisch so eingerichtet, dass er zur Seite gedreht werden kann. Derselbe ist deshalb um eine verticale Achse drehbar, welche in der am Ständer vertical verstellbaren Supportplatte gelagert ist (Fig. 1 bis 5, Taf. VI, Fig. 1 und 2 Taf. XX). Häufig wird die Tischplatte noch als kreisrunde Scheibe selbst um einen verticalen angegossenen Zapfen im vollen Kreise drehbar und in einem Arme zur Seite drehbar angeordnet, wie bei der freistehenden Bohrmaschine in Fig. 5 und 6, Taf. XII, gezeichnet ist.

Bei Supportdrehbänken, Plandrehbänken u. dgl., dann bei Hobelmaschinen und *Shaping*-Maschinen kommt zum Einspannen, Anstellen und Vorschieben des Werkzeugstahles ein Support mit einfacher Bewegung (Fig. 7 und 8, Taf. VIII) oder ein solcher mit Kreuzbewegung (Kreuzsupport, Fig. 2, Taf. XXII, und Fig. 8 und 9, Taf. XXXIV) vor, wobei sowohl kleinere, als auch größere Drehbänke gewöhnlich das obere Prisma auf einem im Kreise drehbaren Supporttheil enthalten (Fig. 9, 14 und 15, Taf. VIII, Fig. 3 und 4, Taf. XX). Bei Supportdrehbänken zum selbstthätigen Egalisieren, Schraubenschneiden und Plandrehen ist der

Support auf einem Schlitten angebracht, welcher mittels Leitspindel oder Zahnstange die Längsbewegung auf dem Drehbankbett ausführt.

Die Detailconstruction eines gewöhnlichen Drehbanksupportes mit Schlitten, wie er z. B. bei den Drehbänken in Fig. 1 bis 4, Taf. XXXIII, angewendet erscheint, ist in Fig. 1 bis 7, Taf. XLIII, zu ersehen. Dieser Support besteht aus der Supportplatte, welche am Schlitten in Prismen geführt ist und durch die Schlittenspindel auf diesen Prismen senkrecht zum Bettprisma verschoben werden kann. Auf der Supportplatte ist der Supportdrehtheil um eine verticale Achse im Kreise drehbar und mittels Flanschenschrauben, deren Köpfe in einen Kreisschlitz der Supportplatte sind, in der jeweilig erforderlichen Stellung feststellbar. Am Drehtheil ist der Supportobertheil wieder in Prismen geführt und mittels der Supportspindel und Supportkurbel verschiebbar. Am Obertheil endlich befindet sich die gusseiserne Kappe, auch Messerhalter oder Werkzeughalter genannt, welche um die Achse ihrer Befestigungsschraube zu beliebiger Einstellung im Kreise drehbar ist. Die Kappe enthält zwei Klemmschrauben zum Einspannen des Messers, Drehstahles oder Werkzeugstahles.

Ein drehbarer Kreuzsupport enthält zwischen dem Drehtheil und dem Obertheil noch das Supportkreuzstück mit zwei zu einander senkrechten Prismen, wie in Fig. 2, Taf. XXII, Fig. 6 bis 10, Taf. XXXIV, und Fig. 5, Taf. XLII, gezeichnet.

Die Supportmuttern, in welche die Supportspindeln eingreifen, sind gewöhnlich aus Gusseisen hergestellt und mit cylindrischen Zapfen in die zugehörigen Supporttheile eingeschoben, wie in Fig. 1 und 3, Taf. XLIII, gezeichnet. Zur Verhinderung der Drehung ist der Zapfen mit einem kleinen eingelassenen Keil (Nase, Warze) versehen, welcher in eine im Supporttheil eingemeißelte Nuth eingreift.

Die Supportspindeln werden am besten, wo es thunlich ist, über die ganze Länge des Supporttheiles geführt, an beiden Enden gelagert und durch einen Anzugring und eine auf das Spindelende aufgeschraubte Anzugmutter zur Aufhebung des todten Ganges in den Lagern nachgezogen. Die auch, und namentlich bei billigen Drehbänken, häufig vorkommende Ausführung, dass die Supportspindel und Schlittenspindel nur am Kopfende hinter dem Kurbelviereck gelagert ist und das ganze mit dem flachen Gewinde versehene Spindelstück nur von der in diesem Falle am Supporttheile angeschraubten Supportmutter getragen wird, ist deshalb minderwertig, weil die Spindel leicht dem Verbiegen ausgesetzt ist und schlägt, wenn sie im Kreise gedreht wird, und weil durch

die freihängende Spindel die Abnützung des Gewindes der Spindel und Mutter vermehrt wird.

Soll die Drehbank auch zum Ausbohren von Dampfcylindern u. dgl. dienen, so wird sie mit einem Bohrschlitten ausgeführt (Fig. 3, Taf. XII, und Fig. 2, Taf. XXII). Derselbe ist mit Aufspannschlitzen versehen, um den auszubohrenden Maschinentheil an Stelle des abgehobenen Werkzeugsupportes aufspannen zu können. Zwischen den Körnerspitzen wird dann die Bohrstange eingespannt.

Bei Plandrehbänken befindet sich der Werkzeugsupport oft auf freistehendem Untersatze (Fig. 3 und 4, Taf. XI), und bei Räderdrehbänken sind die auf hohem Untersatze freistehenden Werkzeugsupporte auf besonderen Unterplatten verstellbar angebracht (Fig. 1, Taf. VIII und Fig. 3, Taf. XVII).

Bei den Hobelmaschinen befinden sich die Supporte (einer oder zwei, je nach der Größe der Maschine) am Quersupport mit selbstthätiger horizontaler Verschiebung auf den Prismen desselben durch Supportspindel und Schalt-Sperrwerk. Sind zwei Supporte vorhanden, wie in Fig. 5, Taf. XIX, und Fig. 1 und 2, Taf. XXIV, so liegen auch zwei Supportspindeln im Quersupport, deren Muttern in den Supportplatten befestigt sind. Auf der Supportplatte ist der Supportdrehtheil oder die Lyra, mit in genannten Figuren vertical stehenden Prismenleisten, aufgeschraubt. Letztere können durch Drehen der Lyra in beliebigem Winkel eingestellt werden, um schräge Flächen zu hobeln. Der jeweilige Neigungswinkel kann gewöhnlich an einer Gradtheilung die auf der Supportplatte angebracht ist, abgesehen werden. Um vertical und in allen Winkeln selbstthätig steuern zu können, wird außer den Supportspindeln eine Steuerwelle horizontal im Quersupport gelagert und von dieser durch zwei Paar Kegelräder und eine kurze, mit der Drehungsachse der Lyra concentrische Zwischenwelle die in der Lira vorhandene Supportspindel selbstthätig umgedreht, sobald das Steuerrad auf der Steuerwelle in das Schaltsperrwerk eingerückt wird.

Der auf der Lyra verschiebbare Supporttheil trägt ein darauf zum Schiefstellen drehbares Charnierlager, in welches das zum Einspannen des schneidenden Werkzeugstahles oder Messers dienende Gehäuse derart drehbar eingehängt ist, dass sich das Messer von der gehobelten Fläche, in Folge seiner Reibung darauf soweit abheben kann, dass die Messerschneide nicht stumpf wird, wenn der Hobelmaschinentisch leer zurück geht. Manchmal wird damit noch ein Hebel verbunden, wie z. B. bei der Grubenhobel-

maschine Fig. 3 und 4, Taf. XXVI, gezeichnet, welcher in geeigneter Weise mit dem Steuerungsmechanismus verbunden wird, um das Messer beim leeren Rückgang des Tisches von der gehobelten Fläche vollständig abzuheben.

Bei *Shaping*-Maschinen ist die Supportconstruction nur insoweit abweichend, dass die Lyra gleich am Werkzeugstoß drehbar angebracht ist und die selbstthätige Steuerung vertical und im Winkel durch das auf die Supportspindel unterhalb des Kurbelviereckes aufgesteckte Sperrad des Schaltwerkes eingeleitet wird, wie in Fig. 7 bis 10, Taf. XXVIII, dann in Fig. 5 und 6, Taf. VII, gezeichnet ist.

Der Werkzeugstahl wird mit seinem quadratischen Stiel bei Drehbänken auf das Supportobertheil, bei Hobelmaschinen und *Shaping*-Maschinen in das Messergehäuse und bei Nuthstoßmaschinen mittels Bügeln und zugehörigen Klemmschrauben festgespannt. Zu diesem Zwecke ist am Drehbanksupport entweder eine gusseiserne Einspannkappe vorhanden, welche die 2 Klemmschrauben enthält, und zum beliebigen Einspannen um den im Supportobertheil befestigten Schraubenbolzen drehbar ist, wie in Fig. 1 bis 6, Taf. XXXIII, gezeichnet, oder es ist ein schmiedeisernes, im Einsatze gehärtetes Überlegstück am Supportobertheil vorhanden, wie in Fig. 14 und 15, Taf. VIII, gezeichnet. Bei den Hobelmaschinen und *Shaping*-Maschinen enthält das Messergehäuse die zwei Klemmschrauben und ein viereckiges Loch zum Einschieben des Werkzeugstieles, wie in Fig. 7 bis 10, Taf. XXVIII, gezeichnet ist.

Bei den Nuthstoßmaschinen sind im Stoß Querschlitze angebracht, in welche die mit den Klemmschrauben versehenen Bügel eingeschoben werden, wie in Fig. 5, Taf. XXIII, und Fig. 3, Taf. XXVIII, gezeichnet.

Stemmaschinen erhalten im Stoß einen um 180° drehbaren Stemmeinsatz, um ein beiderseits scharfkantiges Loch ausstemmen zu können, wie in Fig. 11 und 12, Taf. XXVIII, und in Fig. 1 bis 3, Taf. XXIX, gezeichnet. Die Einspannung des Holzes erfolgt bei Stemmaschinen wie in Fig. 2, Taf. XIV, gezeichnet, auf dem mittels Zahnstange ꝛc. geradlinig verschiebbaren Supportobertheil.

Es können die Supporteinrichtungen noch mannigfaltiger ausgeführt werden, um besonderen Anforderungen bei bestimmten Arbeitsprocessen zu entsprechen, wie z. B. mit fixer Schrägstellung für einen bestimmten Conus-Winkel, zum bombiertdrehen der Riemenscheiben (Curvensupporte). Dieselben weisen jedoch stets eine Zusammensetzung aus Prismenführungen und Drehtheilen auf, wie sie im Vorstehenden an besonderen Beispielen

erläutert wurden, und die geradlinigen Verschiebungen werden durch Mutter und Supportspindel entweder mittels Kurbelviereck und aufgesteckte Handkurbel oder durch Schalt-Sperrwerk, beziehungsweise durch stets im Eingriff bleibende Steuerräder selbstthätig ausgeführt.

Bei den Holzhobelmaschinen und Fräsmaschinen zur Holzbearbeitung sind entweder die betreffenden Werkzeugköpfe oder Messerwellen mit vier ebenen Seitenflächen versehen, welche im Querschnitt ein Quadrat bilden und Längsschlitze zum Einschieben der Aufspannschrauben, zur Befestigung der zwei zur Ausbalancierung diametral gegenüber angebrachten Hobelmesser enthalten, wie in Fig. 6, Taf. I, und Fig. 10, Taf. XIX, zu ersehen ist, oder es sind im Messerkopf (Fräskopf) Schlitze vorhanden, in welche die Messer eingeschoben und mittels Klemmschrauben festgestellt werden, wie in Fig. 3, Taf. XXXIV, gezeichnet.

Bei Kreissägen und Bandsägen werden für das von Hand vorzuschiebende Holz Führungen angebracht, welche entweder bloß aus Linealen und Winkeln bestehen, wie in Fig. 2 und 3, Taf. XVIII, an einer Kreissäge gezeichnet, oder überdies noch durch Gewichte angedrückte Druckrollen aufweisen, wie in Fig. 6 und 7, Taf. XVIII, an einer Kreissäge und in Fig. 2, Taf. XXXIV, für eine Bandsäge dargestellt ist.

Eine Einspannvorrichtung besonderer Art für Drehbänke und Holzfräsmaschinen ist das bekannte Ovalwerk.

Zum Einspannen der zu centrierenden Achsen und Wellen bei Centriermaschinen dienen Supportkluppen (Fig. 5 und 6, Taf. II, Fig. 5, Taf. XVII).

Als besondere Einspannvorrichtung kommt u. A. bei *Shaping*-Maschinen ein auf den Tisch geschraubter Parallelschraubstock zur Anwendung.

Zum Aufspannen von Kurbeln u. dgl., zum Rundhobeln auf *Shaping*-Maschinen dient der Rundhobelapparat (Fig. 5 und 6, Taf. VII, Fig. 12, Taf. XXVII).

Die Schneidbacken der gewöhnlichen Schraubenschneidmaschinen sind in einer Supportkluppe eingespannt (Fig. 7, Taf. VII), welche nach Entfernung der Schneidbacken auch zum Einspannen der zu schneidenden Muttern dient. Die zu schneidende Schraube, beziehungsweise der Mutternbohrer, wird hiebei durch zwei mittels Schraubenspindeln zustellbarer Backen im Spindelkopfe festgeklemmt.

Bei der Sellers'schen Schraubenschneidmaschine, Fig. 8 und 9, Taf. XXXIII, sind die Schneidbacken im Spindelkopfe durch drei spiralförmige, gegen das Mittel zulaufende Leisten radial verschiebbar um sie

rasch auseinander führen zu können, wenn die Schraube fertig geschnitten ist. Zu diesem Zwecke ist im Antrieb eine mittels Handhebel einrückbare conische Frictionskupplung vorhanden, welche ein zweites Paar Stirnräder einrückt, um die Spiralleisten relativ gegen den die Schneidbacken enthaltenden Spindelkopf zu drehen.

Sehr einfach ist das Einspannen der flachen Messer bei Holzhobelmaschinen. Die Messer haben längliche Schlitze senkrecht zur Schneide. Durch diese treten die Aufspannschrauben hervor, welche mit ihren Köpfen in die V förmigen, zur Rotationsachse parallelen Schlitze der Messerköpfe, Messerwellen oder Messerwalzen eingreifen, wie in Fig. 6, Taf. I, Fig. 9 und 10, Taf. XIX, ersichtlich ist.

Bohrer und Dornfräsen werden gewöhnlich mit der conischen Angel in die centrale conische Bohrung des Spindelkopfes eingeschoben und entweder mittels einer seitlichen Klemmschraube, wie in Fig. 7, Taf. III, festgestellt oder durch die Reibung der schwach conischen Angel im Spindelkopf gegen das Herausfallen gehalten und durch ein flaches Ende der Angel in dem, an die centrale Bohrung anschließenden, quer durch den Spindelkopf durchgehenden länglichen Schlitz gegen die Drehung gesichert. Das Herausbringen der Bohrerangel erfolgt entweder durch Schläge an den Bohrer oder durch einen in den genannten Schlitz geschobenen Keil, welcher entweder conisch ist und beim Hineinschieben durch einen Ruck den Bohrer löst, oder flach ist und durch eine Mutter abwärts gedrückt wird, wie bei Demmers Patent Bohrkopf, Fig. 11, Taf. X.

Bei Langlochbohrmaschinen wird ein centrales Klemmfutter mit Überwurfmutter zum Einspannen des cylindrischen Bohrers angewendet, wie in Fig. 7 und 8, Taf. III, oder ein Klemmfutter mit oben durch die hohle Spindel hindurchgehender, am unten conisch verstärkten Kopfe aufgeschlitzter Klemmhülse, welche durch eine am oberen Ende aufgeschraubte Mutter in die Spindel hineingezogen wird, wie bei der Langlochbohrmaschine, von der Maschinenfabrik Oerlikon, welche in Fig. 2, Taf. XXIII, im perspectivischen Bilde und in Fig. 5, Taf. XXXV, im Verticalschnitt durch den Antrieb dargestellt ist.

Einspannvorrichtungen für specielle Maschinentheile, wie z. B. zum Aufspannen der an den sechs Seitenflächen zu bearbeitenden Muttern bei den Mutterstoßmaschinen, Metallfräsmaschinen und *Shaping*-Maschinen oder zum Aufspannen von Cylindern auf der Cylinderbohrmaschine, erhalten eine dem jeweilig auszuführenden Arbeitsprocesse entsprechende besondere Einrichtung.

Geſtelle.

Das Geſtelle, der Ständer oder das Bett der Maſchine hat die im Vorſtehenden allgemein behandelten weſentlichen Theile der betreffenden Werkzeugmaſchine in richtigem Zuſammenhang und richtiger Lage hinſichtlich der Handhebung zu vereinigen und die genügend ſtabile Aufſtellung der Maſchine zu ermöglichen. Ein gewöhnlich in einem einzigen Gusſtück hergeſtelltes Geſtelle iſt jenes der Nuthſtoßmaſchine Fig. 5 und 6, Taf. XXVIII, welches lediglich aus dem gußeiſernen Ständer beſteht, an welchem alle feſtſtehenden Theile, mit alleiniger Ausnahme der Führungsplatte für den Stoß, angegoſſen ſind. Alle übrigen an der Maſchine befindlichen Theile ſind beweglich und gehören entweder zum Antrieb, zur Steuerung oder zur Einſpannvorrichtung oder Aufſpannvorrichtung zum Aufſpannen des Arbeitsſtückes und des Werkzeuges. Dasſelbe gilt von dem Geſtelle der freiſtehenden Bohrmaſchine mit ſteifem Tiſch Fig. 4 und 5, Taf. X, dann von der Horizontalbohr- und Fräsmaſchine in Fig. 9 und 10, Taf. II, ꝛc. Dagegen gehört zur vollſtändigen Ausrüſtung der freiſtehenden Bohrmaſchine Fig. 1 und 2, Taf. XX, mit wegdrehbarem Tiſch noch eine mit Aufſpannſchlitzen verſehene gehobelte Grundplatte oder Fundamentplatte. Die doppelte Mutterſtoßmaſchine Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII, beſitzt noch unter den Ständern einen hohlen gußeiſernen Unterſatz, um in die richtige Arbeitshöhe zu kommen. Der Hohlraum dieſes gußeiſernen Unterſatzes iſt mit Thüren verſchließbar und dient als Werkzeugkaſten.

Das Drehbankgeſtelle beſteht aus der Drehbankswange oder dem Drehbankbett, welches je nach ſeiner Länge auf zwei oder mehrere Füße aufgeſchraubt iſt, wie in Fig. 6 bis 10, Taf. XXXIV, und dem auf dem Bett aufgeſchraubten Spindelſtockkörper, welcher ja auch am Bett angegoſſen ſein könnte, wie es z. B. bei der Schraubendrehbank mit Revolverſupport in Fig. 1, Taf. XVIII, thatſächlich der Fall iſt. Bei gekröpftem Bett und größeren Drehbänken wird oft einer dieſer Füße durch einen breiten, mit dem Bett in einem Stück gegoſſenen Unterſatz unter dem Spindelſtock erſetzt, deſſen Hohlraum durch eine ſeitliche mit einer Thüre verſehene Öffnung für das Einlegen von Werkzeugen, d. i. als Werkzeugkaſten benützt werden kann. Eine ſolche Bettconſtruction iſt bei der in Fig. 5, Taf. XLII, abgebildeten großen Supportdrehbank (340 *mm* Spitzenhöhe) von der Maſchinenfabrik Saxonia in Chemnitz ausgeführt. Es kann übrigens auch bei kleineren Drehbänken der beim Spindelſtock

angeschraubte, eventuell auch der zweite Fuß als Werkzeugkasten ausgebildet werden, wie dies bei der Schraubenschneidmaschine in Fig. 5, Taf. XXII, der Fall ist.

Bei breitem Ausschnitt der Köpfung eines Drehbankbettes wird zur Stützung des über den Ausschnitt vertretenden Supportschlittens eine Einlegplatte (Steg, Einlegbrücke) angebracht, welche genau an die bearbeiteten Passflächen des Bettes angepasst oder eingepasst ist und mittels Kopfschrauben festgeschraubt wird. Die Einlegplatte wird entweder über den ganzen Ausschnitt hingeführt, wie in Fig. 1, Taf. XXII, oder nur über einen Theil desselben, wie in Fig. 6 und 7, Taf. XXXIV, und Fig. 5, Taf. XLII.

In anderen Fällen ist das Gestelle mit Rücksicht auf die leichtere Herstellung aus noch mehreren Theilen hergestellt, wie z. B. bei der Hobelmaschine in Fig. 6 und 7, Taf. XV. Gestelle von sehr großen Maschinen müssen manchmal schon des Eisenbahntransportes wegen mehrtheilig hergestellt werden.

Spindellagerung.

Am Gestelle befinden sich alle feststehenden Lager für den Antrieb und für die Steuerung, sowie die feststehenden Auflagflächen für die geradlinig hin- und her bewegten Antriebstheile und für die Einspannvorrichtungen. Erfolgt die Drehung der gelagerten Wellen und Bolzen mit verhältnismäßig geringer Umfangsgeschwindigkeit, beziehungsweise mit kleiner minutlicher Umdrehungszahl oder nur zeitweilig, so sind die Lager gewöhnlich eintheilig und Wellen und Bolzen gleich in die ausgebohrten gusseisernen Lagerkörper eingepasst. Erfolgt jedoch die Drehung einer Welle continuierlich und mit größerer Umfangsgeschwindigkeit, so wird das eintheilige geschlossene gusseiserne Lager mit einer streng eingepassten hineingeschlagenen oder hineingepressten metallenen Büchse ausgefüttert oder ausgebüchst. Zweitheilige Lager ohne oder mit Metallschalen werden gewöhnlich nur dort angewendet, wo es durch eine besondere Spindelconstruction und bei eingetretener Abnützung erforderliche Nachstellung oder durch die Erleichterung, ja oft durch die Ermöglichung der Montierung erforderlich erscheint. So z. B. sind die hohlen gusseisernen cylindrisch gelagerten Plandrehbankspindeln und die der Räderdrehbänke in zweitheiligen Lagern mit Metallschalen oder auch mit gusseisernen, eventuell mit einer Metall-Composition ausgegossenen Schalen

gelagert, und zwar schon deshalb um die ausgelaufenen Lager nachstellen zu können (Fig. 1 und 2, Taf. XIII, Fig. 3, Taf. XVII). Bei der Cylinderbohrmaschine Fig. 6 und 7, Taf. XVI, sind die Lager für die Bohrspindel schon der einfacheren Montierung wegen zweitheilig.

Bei dem Whitworth'schen Spindelstock, Fig. 10 und 11, Taf. VIII, mit in conische, gehärtete Stahlbüchsen (Conicität mit 1 *mm* Zunahme im Durchmesser auf 8 bis 10 *mm* Zapfenlänge = 1 : 8 bis 1 : 10) oder im Einsatze gehärtete schmiedeiserne Büchsen, von der Seite in der Achsenrichtung eingeschobener, in den conischen Lagerläufen ebenfalls gehärteter Spindel, erfolgt die genaue Adjustierung der Spindel durch die Bundringe und runden Muttern zu beiden Seiten des rückwärtigen Spindellagers und die Lagerkörper können deshalb eintheilig ausgeführt werden. Dasselbe ist der Fall bei der in Fig. 6, Taf. XIII, und Fig. 27, Taf. II, dargestellten conischen Spindellagerung mit nachstellbarem conischem Lagerhals im rückwärtigen Lager und conisch (Conicität 1 *mm* Zunahme im Durchmesser auf 2,5 *mm* Länge = 1 : 2,5) ausgebohrten Metallbüchsen in beiden geschlossenen Lagerköpfen, deren Kegelspitzen einander zugekehrt sind, ebenso auch bei den in Fig. 5 und 6, Taf. XI, dargestellten Fräsmaschinen mit verticaler Spindel, wobei die conischen Lagerläufe gleich in den gusseisernen, conisch ausgebohrten, geschlossenen Lagerköpfen laufen.

Der in Fig. 9, Taf. XVIII, im Verticalschnitt dargestellte, von der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik ausgeführte, Pfaff'sche Spindelstock besitzt ebenfalls geschlossene conische Lager. Die Lagerbüchsen sowohl als die Spindel sind glashart, nach dem Härten vollkommen rund geschliffen und poliert. Da die Abnützung der vorderen und hinteren Lager nie vollkommen gleichen Schritt halten wird, so würde die eine der anderen beim Nachziehen der Spindel im Wege sein, wenn beide unverrückbar befestigt wären, wie dies thatsächlich beim Whitworth'schen Spindelstock der Fall ist. Aus diesem Grunde ist hier die hintere Lagerbüchse in der Achsenrichtung verstellbar. Sie ist ferner rückwärts geschlossen und erhält die Gegenschraube, welche vom Gussstahl und glashart ist und gegen einen ebefalls gussstählernen glasharten Zapfen im Spindelende anliegt. Von oben her ist ein Schmierloch für das frische Öl angebracht, welchem gegenüber unten ein Abzugloch für das gebrauchte Öl vorhanden ist. Beide Schmierlöcher sind für gewöhnlich durch Schrauben verschlossen. Der rückwärtige Theil der Büchse ist zu einer Ölkammer erweitert.

Die Spindel wird gegen achsiale Verschiebung in der entgegengesetzten Richtung durch einen gehärteten Ring gehalten, welcher an der Innenseite der vorderen Lagerbüchse anliegt, sich auf einem eingelassenen Keil verschiebt und durch zwei runde Muttern angezogen und reguliert werden kann. Diese beiden Muttern dienen auch beim Montieren und Zerlegen des Spindelstockes zum Ein- und Herausbringen der Spindel.

Für die Abzweigung der selbstthätigen Steuerungsbewegung ist unter der Spindel eine besondere kleine Achse angebracht, auf deren Ende ein Wechselrad oder eine Stufenscheibe aufmontiert werden kann.

An dem in Fig. 6, Taf. XLII, im Verticalschnitt in etwas größerem Maßstab dargestellten Spindelstock der in Fig. 5, Taf. XLII, dargestellten Supportdrehbank sind die Lagerköpfe ebenfalls mit geschlossenen Lageraugen versehen. Diese sind jedoch cylindrisch ausgebohrt und enthalten cylindrisch eingepasste durch eingelassene Keile und zugehörige Nuthen gegen Drehung gesicherte, conisch ausgebohrte Metallbüchsen mit geringer Conicität, welche durch auf ihren Enden aufgeschraubte runde schmiedeeiserne Muttern und Hakenschlüssel achsial nachgestellt werden können, um der Spindel die richtige Lagerung zu geben.

Die Spindel ist in der vorderen Lagerbüchse conisch eingepasst und trägt in der hinteren Lagerbüchse einen am eingelassenen Keil achsial verschiebbaren conischen Lagerhals, welcher durch zwei dahinter aufgeschraubte schmiedeiserne runde Muttern nachstellbar ist. Hinter letzterem ist auf der Spindel ein gehärteter Druckring aufgekeilt, dessen eben und normal zur Spindelachse geschliffene Anlauffläche sich gegen die gleich große Stirnfläche einer stählernen Büchse anlegt, welche in einem am Spindelstock angegossenen Lagerarm eingepasst, durch einen eingelassenen Keil und Nuth gegen Drehung gesichert und durch die auf ihre Enden aufgeschraubten runden Muttern achsial nachstellbar ist, um die Lage der Spindel in achsialer Richtung gegen das Festklemmen im vorderen Lager zu sichern und den achsialen Druck aufzunehmen.

Wird die Bohrspindel cylindrisch gelagert, so erhält die Bohrmaschine hiefür zweitheilige Lager, wie in Fig. 3 bis 6, Taf. V, Fig. 2, Taf. XVII, und zwar gewöhnlich mit Metallschalen, um die Lager nachstellen zu können, sobald selbe soweit ausgelaufen sind, dass sie die Bohrspindel nicht mehr ausreichend gut umschließen. Wird dagegen wie bei der in Fig. 6, Taf. VI, dargestellten Bohrspindellagerung der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik in dem zunächst dem Kopfe der Bohrspindel befindlichen Hauptlager eine conische nachstellbare Metallbüchse

angebracht, in welcher der conische Bohrspindellagerkopf conisch eingepasst ist, oder ist die conische Lagerhülse der Bohrspindel selbst in achsialer Richtung nachstellbar und der Lagerkörper conisch ausgebohrt, wie in Fig. 10, Taf. X, so werden die Lager geschlossen ausgeführt.

Die in Fig. 1 bis 3, Taf. IX, dargestellte, von der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik (Reinhard Fernau & Co.) eingeführte gemischte Spindellagerung, wobei das rückwärtige Spindellager conisch, das vordere hingegen cylindrisch ist, erfordert wieder wegen der Bunde beim vorderen Lagerhalse zweitheilige Lager. Überdies ist die Anwendung des zweitheiligen Lagers, wenigstens im vorderen Spindelkopfe hinter der Planscheibe, für das Festerziehen der Spindel beim Plandrehen zweckmäßig und endlich, weil cylindrisch, zum Nachstellen bei eingetretener Abnützung erforderlich. Aus letzterem Grunde ist bei der Spindellagerung mit Druckringen zur Aufnahme des achsialen Druckes in der Büchse am rückwärtigen Lager im Sellers'schen Spindelstock Fig. 1 bis 6, Taf. XXXVI, das Spindellager bei der Planscheibe zweitheilig.

Hierzu ist ferner zu bemerken, dass bei Supportdrehbänken vielfach die Anwendung zweitheiliger cylindrischer Lager, wie solche beispielsweise der in Fig. 4, Taf. XVI, im Verticalschnitt dargestellte gewöhnliche Drehbankspindelstock aufweist, deshalb den geschlossenen conischen Lagern vorgezogen wird, weil dieselben weniger Geschicklichkeit und Sorgfalt bei der Bedienung und Regulierung erfordern, und ferner, wie schon angeführt, den Vortheil besitzen, beim Drehen auf der Planscheibe oder im Futterkopfe ohne Stützung durch den Reitstockkörner eine Bremsung des vorderen Lagers gestatten, welche namentlich beim Abdrehen von Zahnrädern und ähnlichen Arbeitsstücken erwünscht ist, bei welchen die Lostrennung des Spanes nicht in einem continuierlichen Schnitt, sondern absatzweise erfolgt. Diesem Umstande trägt besonders die Construction des Sellers'schen Spindelstockes Fig. 1, Taf. XXXVI, und ebenso jene des ihr nachgebildeten Pfaff'schen Spindelstockes mit cylindrischen Lagern Fig. 8, Taf. XVIII, Rechnung. Letzterer hat ebenfalls eine gehärtete und geschliffene Spindel. Die Lagerschalen können von Bronce oder aus gehärtetem dichtem Gusseisen hergestellt werden. Das vordere Lager ist zweitheilig und mit anziehbarem Deckel versehen, das rückwärtige geschlossen und unverrückbar befestigt. Beide Lager sind sehr lang. Der achsiale Druck wird durch einen gehärteten Ring aufgenommen, welcher auf der Spindel befestigt und richtig geschliffen ist. Derselbe legt sich gegen einen ähnlichen Ring, welcher in der Schlussmutter festsitzt. Diese

Schlussmutter schraubt sich auf die Verlängerung der rückwärtigen Lagerbüchse, und wenn sie gehörig angezogen ist, läuft der Druckring auf der Spindel einerseits gegen den gehärteten Ring in der Mutter und andererseits gegen die hintere Lagerbüchse ohne Spielraum an und gestattet der Spindel keinerlei Spiel. Durch eine Gegenmutter wird die Schlussmutter in ihrer richtigen Lage festgehalten. Auf diese Weise ist die Spindel in ihrer Achsenrichtung vollkommen gegen Verschiebung gesichert und die sonst am vorderen Lager anlaufenden Bunde sind hier davon etwas abstehend, damit die Regulierung in achsialer Richtung nur an einer Stelle, nämlich am rückwärtigen Lager, auszuführen ist. Damit die Schlussmutter in jeder Stellung richtig steht, hat sie vor dem Gewinde eine cylindrische Bohrung, welche auf die Verlängerung der Lagerbüchse gut aufgepasst ist und eine genaue Führung gibt. Innerhalb dieser Verlängerung liegt der Druckring auf der Spindel, und zwar mit drei radialen Stellschrauben befestigt, welche durch eine seitliche radiale Bohrung in der Büchse bei der Montierung eingeschraubt, beziehungsweise beim Zerlegen herausgeschraubt werden können. Die Schlussmutter wechselt je nach der Regulierung ihre Stellung und hat deshalb drei verschließbare Öllöcher, von denen unter allen Umständen eines hoch genug steht, um zur Einführung, und eines tief genug, um zum Ablassen des Öles zu dienen. Die Wechselräder 2c. werden auf das vorstehende Ende der Spindel aufgeschoben.

Die Aufnahme des achsialen Druckes erfolgt sohin beim Sellers'schen und bei dem ihm nachgebildeten Pfaff'schen Spindelstock, beim *Whitworth*'schen Spindelstock und beim Spindelstock der Werkzeugmaschinenfabrik Saxonia durch Druckringe, wie bereits angeführt, bei den übrigen Spindelconstructionen aber entweder durch Bunde und Bundringe, wie z. B. gewöhnlich bei Plandrehbänken und Räderdrehbänken, oder durch besondere achsiale Druckschrauben.

In Fig 1, Taf. IX und Fig. 9, Taf. XVIII, ist diese achsiale Druckschraube in der ein Ölbehälter bildenden Büchse eingeschraubt, in Fig. 1 und 2, Taf. XIII, und Fig. 4, Taf. XVI, aber in einem besonderen am rückwärtigen Lager anschraubten Querstück enthalten. Am rückwärtigen Spindelende ist gewöhnlich ein gehärtetes Stück Stahl centrisch eingepresst, welches gegen die ebenfalls gehärte Druckschraube zur Anlage kommt und den achsialen Druck auf diese überträgt.

Auch bei den vertialen freistehenden Bohrmaschinen und den mit gleicher Bohrspindellagerung ausgeführten Radialbohrmaschinen und

Horizontalbohrmaschinen erfolgt die Aufnahme des achsialen Druckes ebenfalls durch gehärtete Druckringe oder durch Druckschrauben. Gegenwärtig ist in Deutschland, in der Schweiz und in Österreich-Ungarn die in Fig. 6, Taf. VI, gezeichnete Construction, mit in der oben an der hohlen, mit dem flachen Gewinde für die Steuerung versehenen Druckspindel vorhandenen Laterne angebrachter Druckschraube, am meisten gebräuchlich, während in England, Frankreich und Belgien noch zumeist die Construction mit Druckringen oder mit anlaufenden Ringflächen in ähnlicher Ausführung angewendet wird, wie es bei der in Fig. 1, Taf. XIX, gezeichneten freistehenden Bohrmaschine von *Sharp, Stewart & Co.* der Fall ist.

Prismenführung.

Die Prismenführung hat die Aufgabe, die Ausführung von Steuerungsbewegungen und bei manchen Werkzeugmaschinen auch Schnittbewegungen in möglichst genau gerader Richtung zu erzielen und ohne Schlottern, mit gleichmäßiger Anlage der Führungsflächen und durchaus gleichzügigem Gange dauernd richtig zu erhalten.

Das am häufigsten angewendete Prisma ist das geschlossene Prisma mit einer festen und einer nachstellbaren Leiste, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XLIII, an einem Drehbankfupport und in Fig. 7, Taf. XLIII, an einem Drehbankschlitten gezeichnet. Die genaue Anstellung und Nachstellung der Prismenleiste erfolgt durch Stellschrauben, welche häufig, wie hier gezeichnet, mittels eines Schraubenziehers anzuziehende Schraubenstifte sind. Um die Leisten am Platze zu halten, werden gewöhnlich Kopfschrauben angewendet, welche durch in der Leiste angebrachte Langlöcher hindurch gesteckt sind. Ist die Prismenleiste unten frei, so werden über die Leiste vorstehende sechseckige Schraubenköpfe, wie hier gezeichnet, angewendet. Die Prismenleisten sind an den freien Kanten nicht scharf, sondern abgeflacht. In Folge dessen werden die Leisten, welche die inneren Prismenflächen enthalten, soweit als nöthig unterhobelt, damit beide in Folge der Reibung bei der Hin- und Herbewegung sich abnützenden Prismenflächen gleich breit sind und an keinem Theile ein solches Einlaufen stattfinden kann, dass ein, das Nachziehen hemmender, Grat entstünde.

Der Prismenwinkel wird von den meisten Werkzeugmaschinenfabriken den durch die Erfahrung bewährten Ausführungen von *Whitworth* folgend gleich 55° ausgeführt, wogegen Sellers hiefür 60° in Anwendung gebracht hat.

Von Beispielen für die Anwendung der Führung im geschlossenen Prisma seien hier nur einige angeführt, u. zw.: Die Supporte der Räderdrehbänke, Fig. 3, Taf. XIV, und Fig. 1 und 2, Taf. XVI, die Supporte der Plandrehbänke, Fig. 3 und 4, Taf. XI, Fig. 5 und 6, Taf. XXXIII, und Fig. 1 und 2, Taf. XIII, die Supporte und Schlitten der Plan- und Spitzendrehbänke, Fig. 3 und 4, Taf. XII, und Fig. 2, Taf. XXII, die Supporte und Schlitten der Supportdrehbänke zum Egalisieren und Plandrehen (Egalisierdrehbänke) in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, und Fig. 6, Taf. XXXIV, dann der Supportdrehbänke zum Egalisieren und Schraubenschneiden (Schraubenschneiddrehbänke) in Fig. 14 und 15, Taf. VIII, und Fig. 3 und 4, Taf. XX, ferner die Supporte bei den Supportdrehbänken zum Egalisieren, Schraubenschneiden und Plandrehen in Fig. 1, Taf. XXII, Fig. 3, Taf. XXXIII, und in Fig. 13 bis 16, Taf. XXXVI, der Support und Werkzeugstoß der *Shaping*-Maschinen, Fig. 7 bis 10, Taf. XXVIII, und der Nuthstoßmaschinen, Fig. 3 bis 6, Taf. XXVIII, die Hobelmaschinen-Supporte und der Quersupport der Hobelmaschinen, Fig. 5 und 6, Taf. XXIV, und Fig. 17 und 18, Taf. XXVII, der Hobelmaschinentisch der Hebelhobelmaschine, in Fig. 15 und 16, Taf. XXVIII, dann der Tisch der Fräsmaschine, in Fig. 3, Taf. XXIII, und endlich der Tisch der Schleifmaschine, in Fig. 11 und 12, Taf. XXIX.

Bei größeren gewöhnlichen Hobelmaschinen, welche gewöhnlich mit Zahnstangenantrieb, eventuell auch mit Leitspindelantrieb, ausgeführt werden, wird der Tisch in offenen Prismen auf dem Bette gerade geführt. Die Seitenflächen der Prismen laufen hierbei nach unten zu keilförmig zusammen, derart, dass sich die zwei V förmigen Hohlprismen oben am Bett und die hinein eingepassten Vollprismen unten am Tische angegossen befinden, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XXIV, und in Fig. 17 und 18, Taf. XXVII, gezeichnet ist. Der Spitzenwinkel, unter welchem die beiden Prismenseitenflächen nach unten zusammenlaufen, wird zweckmäßiger Weise bei kleineren Hobelmaschinen etwas spitzer und bei größeren Hobelmaschinen etwas stumpfer ausgeführt und zwar erfahrungsgemäß innerhalb der Grenzen von ungefähr 90° bis 120°.

In besonderen Fällen wird das offene Prisma mit horizontaler Auflagfläche und seitlichen, an verticalen Ebenen anschließenden Prismenleisten am Bett ausgeführt, und zwar mit einer festen und einer nachstellbaren Leiste, wie in Fig. 9, Taf. XXVII, gezeichnet ist.

Aufspannschlitze.

Das Aufspannen der zu bearbeitenden Maschinentheile auf den Planscheiben der Drehbänke und ähnlichen Tischen freistehender Bohrmaschinen erfolgt gewöhnlich in der Weise, dass der betreffende Maschinentheil entweder unmittelbar oder mit zwischen gelegten (häufig entsprechend geformten und gehobelten) Unterlagen an die Planscheibe angelegt, und dann mittels übergelegter gerader, gebogener oder entsprechend abgekröpfter Flacheisenstücke (Aufspanneisen, Spanneisen) durch Schrauben (Aufspannschrauben, Spannschrauben) an die Planscheibe fest angezogen wird. Die Aufspannschrauben sind hierbei gewöhnliche roh geschmiedete und lediglich durch Anschneiden des Schraubengewindes und Abfeilen des Schraubenendes bearbeitete Kopfschrauben mit viereckigen Köpfen und werden von rückwärts durch die Planscheibe hindurch geschoben, so dass sie mit den Köpfen an der rückwärtigen Fläche der Planscheibe anliegen. Oft sind nicht gerade Schrauben von der eben passenden Länge vorhanden, sondern es müssen längere verwendet werden und dann werden Unterlegscheiben, Gasrohrstücke, Unterlegringe, oder auch die vorgenannten, in größerer Menge vorhandenen Aufspanneisen als Zwischenlagen benützt, um die zu langen Schrauben dennoch verwenden und fest anziehen zu können. Die genannten Aufspanntheile gehören mit zu der betriebsmäßigen Ausrüstung der betreffenden Werkzeugmaschine. Dieselben werden von Fall zu Fall nach Bedarf den obwaltenden Bedürfnissen entsprechend, möglichst einfach und billig angefertigt und sammeln sich nach und nach in solchem Maße an, dass man bei der Inventur oft von der großen Menge derselben sehr überrascht ist. Einzelne derselben wandern dann in das alte Eisen, um im Laufe des nächsten Jahres durch ebensoviele und vielleicht noch mehr gleiche, ähnliche und auch anders gestaltete ersetzt zu werden.

Zum Durchstecken der Aufspannschrauben durch die Planscheibe ist diese mit einer möglichst großen Anzahl über ihre ganze Aufspannfläche vertheilter Aufspannschlitze versehen, wie z. B. in Fig. 2, Taf. XIII. Ist es eine glatte Planscheibe, so werden die Aufspannschlitze in der Vorderansicht der Planscheibe rechteckig, länglich radial oder quadratisch ausgeführt, wie in der in Fig. 1, Taf. XXII, an den linksseitigen Drehbankfuß gelehnten Planscheibe zu ersehen ist. Ist es eine Universalplanscheibe, so enthält sie auch noch die radialen Aufspannschlitze für die Spannkloben, und zwar entweder die Planscheibe durchbrechende, offene

Schlitze, in welchen zugleich die flachgängigen Spindeln liegen, wie in Fig. 2, Taf. XXII, oder geschlossene V oder T förmige ausgehobelte Schlitze, in welche die entsprechend geformten Schrauben zum Befestigen der Kloben eingeschoben werden, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XXXIII.

Die Aufspannschlitze der Hobelmaschinentische und jene der Supporttische von *Shaping*-Maschinen, Nuthstoßmaschinen, freistehenden Bohrmaschinen ꝛc. gehen nicht durch die Tischplatte hindurch, sondern es sind geschlossene V oder T förmige ausgehobelte Schlitze, in welche die ebenso geformten übrigens viereckigen Köpfe der Aufspannschrauben eingeschoben werden. Sind die Schlitze sehr lang, so erhalten sie außer an den Enden auch noch dazwischen ein oder mehrere Einschieblöcher, durch welche die Köpfe der Aufspannschrauben in die Schlitze gebracht werden können, wie in Fig. 4, Taf. XV, an einem Hobelmaschinentische in der Draufsicht gezeichnet ist. Der Hobelmaschinentisch ist beiderseits über die Aufspannschlitze hinaus verlängert und jederseits zu einem, etwas tiefer als die Schlitze ausgesparten, tassenförmig vertieften Spankasten ausgebildet. Die Spankästen haben die Hobelspäne aufzunehmen und sohin zum Schutze der Bettprismen gegen herabfallende Hobelspäne zu dienen.

Diese Aufspannschlitze sind gewöhnlich nach der Länge des Hobelmaschinentisches parallel nebeneinander über die ganze Tischfläche angebracht, (Fig. 5, Taf. XIX). Ebenso sind die Schlitze bei Supporttischen gewöhnlich nur nach einer Richtung parallel zu einander angeordnet, (Fig. 1 und 2, Taf. XXIII). Es kommt jedoch auch die in Fig. 9, Taf. XXVII, an einem Hobelmaschinentisch und in Fig. 4, Taf. XXIII, an einem Fräsmaschinentisch gezeichnete Anordnung von parallelen Schlitzen nach zwei zu einander senkrechten Richtungen vor.

Riemenabsteller.

Die Riemenabsteller dienen im Allgemeinen dazu, den Antriebriemen einer Werkzeugmaschine behufs Abstellung der letzteren von der Festscheibe auf die Leerscheibe zu verschieben und umgekehrt, (Fig. 5, Taf. XVII). Bei Drehbänken zum Schraubenschneiden (Fig. 9, Taf. VIII) und ebenso bei den gewöhnlichen Schraubenschneidmaschinen fällt dem Riemenabsteller auch die Aufgabe zu, gleichzeitig die Verschiebung von zwei Riemen zu bewerkstelligen, eines offenen und eines gekreuzten, um die Umdrehungsrichtung der Spindel zu ändern. Letzteres ist auch bei der Hobelmaschine nach Sellers System, mit in die Zahnstange

eingreifender Schnecke (Fig. 5 bis 8 und 13 bis 15, Taf. XIX) und bei der Hobelmaſchine mit Leitſpindelantrieb ohne wechſelnde Räderüberſetzung (Fig. 6 und 7, Taf. XXV, Fig. 17 und 18, Taf. XXVII, Fig. 1 und 2, Taf. XXIV, Fig. 14 und 15, Taf. XXIX) der Fall, während bei den gewöhnlichen Hobelmaſchinen zur Metallbearbeitung der vorhandene eine Riemen behufs Bewegungsumkehr über die Leerſcheibe gleich weiter auf die zweite Antriebſcheibe geſchoben wird (Fig. 5 bis 7, Taf. XXIV).

Der weſentliche Theil des Riemenabſtellers iſt die Riemengabel. Dieſelbe iſt zumeiſt offen und mit zwei Zinken verſehen, welche Riemenſtifte genannt werden. Manchmal wird ſtatt der offenen Gabel ein geſchloſſener, geſchmiedeter Rahmen angewendet, zwiſchen deſſen, die Riemenſtifte erſetzender ſeitlicher Umfaſſung der Riemen läuft. Die Riemengabel iſt wieder gewöhnlich aus zwei gußeiſernen Riemenſtiften und der behufs Verſchiebung gerade geführten ſchmiedeiſernen Abſtellſtange gebildet, indem letztere über ein großes Stück ihrer ganzen Länge cylindriſch abgedreht iſt, und die je mit einem ausgebohrten Auge verſehenen Riemenſtifte darüber geſchoben und durch Klemmſchrauben am entſprechenden Platze feſtgeſchraubt werden (Fig. 3 und 4, Taf. I, Fig. 4 und 5, Taf. VI, Fig. 7 bis 9, Taf. VIII). Behufs Verhinderung ihrer Drehung iſt die Abſtellſtange an einem Ende flach und in einem ebenfalls flachen Schlitz des anſchließenden Lagers geführt.

Eine andere, ſeltener gebräuchliche Ausführung iſt die, daſs die Riemenſtifte einzeln geſchmiedet und über die durchaus flache Abſtellſtange geſchoben ſind (Fig. 6, Taf. XVII), oder daſs die Riemenſtifte nicht getrennt, ſondern an einer geſchmiedeten Gabel angebracht ſind, welche in ebenfalls mit dem cylindriſch ausgebohrten Auge auf die cylindriſch abgedrehte Abſtellſtange geſchoben und durch eine Stellſchraube befeſtigt iſt (Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII), oder endlich daſs die geſchmiedete Gabel an die durchaus flache Abſtellſtange ſeitwärts angeſchraubt iſt (Fig. 7, Taf. I). Riemengabeln, welche regelmäßig in beſtimmten Abſchnitten hin- und hergeſchoben werden, wie z. B. bei Hobelmaſchinen, erhalten cylindriſch abgedrehte ſchmiedeiſerne Riemenſtifte mit aufgeſchobenen Gasrohrſtücken, welche ſich darauf loſe drehen, um den Riemen nicht an den Kanten zu beſchädigen.

Insbeſondere bei Kreisſägen und Bandſägen kommt häufig eine, um einen Bolzen drehbare, mit dem Hebel in einem Stück geſchmiedete Riemengabel vor (Fig. 1 und 2, Taf. IV, Fig. 6 und 7, Taf. XVIII).

Bei Bandsägen und Holzhobelmaschinen ist die Riemengabel auf einer in Lagern drehbaren Abstellstange angebracht (Fig. 5 und 6, Taf. I).

Befindet sich das Vorgelege mit der Leerscheibe am Fußboden neben der Werkzeugmaschine, oder an dieser selbst, in der Nähe des Arbeiterstandes, so erfolgt die Verschiebung der Abstellstange mittels eines Griffes von Hand (Fig. 3 und 4, Taf. I, Fig. 5, Taf. XIV, Fig. 4 und 5, Taf. XVII, Fig. 2 und 3, Taf. XVIII). Ist die Riemengabel etwas weiter weg vom Arbeiterstande, so erfolgt die Verschiebung der Abstellstange durch eine Schubstange (Fig. 1 und 2, Taf. IV, Fig. 7, Taf. XVIII) oder durch einen Handhebel (Fig. 3 und 4, Taf. IV und Fig. 4, Taf. XIV).

Ist ein Deckenvorgelege vorhanden, so ist zur Verschiebung der die Riemenstifte tragenden Abstellstange in der Nähe eines der beiden, mit angegossenen Armen zur Lagerung der Abstellstange versehenen Hängelager ein Schlitzhebel, ähnlich wie die Riemenstifte, auf der Abstellstange mittels einer Klemmschraube befestigt. In diesen Schlitzhebel greift ein als Stirnzapfen an einem Hebel (Abstellhebel) befestigter Stift ein, welcher durch Drehung dieses Hebels die Verschiebung des Schlitzhebels und somit die Verschiebung der Abstellstange mit der Riemengabel bewerkstelligt. Bei Support-Drehbänken, insbesondere bei solchen zum Schraubenschneiden, erfolgt die Drehung des Abstellhebels gewöhnlich vermittels eines Handhebels, welcher mit dem Abstellhebel auf einer verticalen, in Lagern drehbaren Achse befestigt ist, und zur Bewegung mit der Hand erfasst wird. Es kann aber auch diese Achse durch eine zweite Abstellstange mittels Hebelübersetzung bewegt werden (Fig. 9, Taf. VIII, Fig. 1 und 2, Taf. XIII, Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII). Diese zweite Abstellstange wird passend gleich am Drehbanksbett an der Arbeitsseite gelagert, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII, häufig aber nicht mit der Maschine geliefert, sondern an ihrem Verwendungsorte nach dem Ermessen des Werkmeisters nachträglich oberhalb des Bettes der Maschine angebracht.

Maschinen, bei welchen das Deckenvorgelege unmittelbar über der Maschine oder wenigstens nur wenig seitwärts davon, oberhalb des Arbeiterstandes angebracht ist, tragen an einem der Lagerarme für die Abstellstange einen Schwunghebel um eine horizontale Achse drehbar. Dieser Schwunghebel bildet zugleich den Abstellhebel und wird mittels einer herabhängenden Schnur oder eines herabhängenden ca. 5 *mm* dicken Drahtes, an dem unten ein Handgriff befestigt ist, durch einen kräftigen

Ruck an diesem Handgriff aus einer Lage in die entgegengesetzte um 180° gedreht, (Fig. 5 und 6, Taf. VI, Fig. 7 und 8, Taf. VIII, Fig. 1, Taf. X).

Bei den Hobelmaschinen zur Metallbearbeitung mit hin- und hergehendem Hobelmaschinentisch erfolgt die Verschiebung der Abstellstange mit der Riemengabel behufs Bewegungsumkehr durch entsprechende Hebelübersetzung und Schubstangen von den am Tisch verstellbaren Anschlagbacken aus.

Bei den sogenannten amerikanischen Deckenvorgelegen erfolgt, behufs Abstellung und Einrückung der Maschine keine Riemenverschiebung, sondern die Aus- und Einrückung einer entsprechend eingerichteten Frictionskupplung (Fig. 1, Taf. XVIII).

Schutzvorrichtungen.

Zum Schutze der Arbeiter werden gegenwärtig alle rotierenden Theile der Maschine nach Möglichkeit entweder in einen geschlossenen Kasten oder in das Bett der Maschine selbst verlegt, zumindest aber durch Schirme aus Gusseisen oder Eisenblech soweit verdeckt, als es die dem Zwecke der Maschine entsprechende Gebrauchnahme und deshalb erforderliche Zugänglichkeit zulässt.

So z. B. sind bei der Hobelmaschine, Fig. 17 und 18, Taf. XVII, alle Zahnräder des Antriebes in dem wie sonst geformten Hobelmaschinenbett unterhalb des Hobeltisches untergebracht, während bei der Supportdrehbank nach A. Siewerdt's Patent, Fig. 1, Taf. XXII (mit Detail in Fig. 12, Taf. XXXI), die Construction des Spindelstockes mit besonderer Rücksichtnahme auf die Verdeckung der Zahnräder eigenartig durchgeführt ist.

Die besonders hergestellten Schirme aus Gusseisen oder Eisenblech werden gewöhnlich an die hiervon unabhängig hergestellten Werkzeugmaschinen in geeigneter Weise befestigt (zumeist angeschraubt) um erforderlichen Falles leicht und rasch entfernt und wieder angebracht werden zu können. Die Art der Anbringung und Einrichtung solcher Schirme ist in Fig. 14, Taf. XXXI, an einer freistehenden Bohrmaschine zu ersehen, bei welcher ein gusseiserner Schirm zur Bedeckung der beiden Kegelräder des Bohrspindel-Antriebes vorhanden ist.

Bei Hobelmaschinen werden überdies Geländer angebracht, deren Säulen am Fußboden der Werkstätte befestigt sind, welche den vom

Deckenvorgelege oder von der Transmission schief herablaufenden Antriebriemen für unberufene Arbeiter soweit als thunlich unnahbar machen.

Schmiernuthen und Schmiervorrichtungen.

Sämmtliche Lager und Führungen sind, behufs Einführung des Schmieröles oder Fettes, mit entsprechend angebrachten Schmierlöchern und von dort über die zu schmierenden Flächen hinlaufende Schmiernuthen zu versehen.

Bei horizontalen Lagermitteln werden die Schmierlöcher gewöhnlich am Scheitel des Lagerdeckels oder Lagerauges angebohrt und Schmierrohre durch etwa vorhandene Spalten geführt, um das nutzlose Ablaufen des Schmieröles durch den Zwischenraum zwischen der Lagerschale und dem Lagerkörper zu verhindern.

Bei verticalen Lagermitteln wird das Schmierloch oder eine Schmierrinne an der oberen Stirnfläche des Lagerauges angebracht und von dort eine oder zwei radiale Nuthen zur Lagerfläche geführt. Die Bohrspindel der Verticalbohrmaschinen wird oben central angebohrt und ebenso die Druckschraube darüber central durchgebohrt, um das Schmieröl in die Höhlung der Druckspindel gelangen zu lassen, wie in Fig. 6, Taf. VI, gezeichnet.

Die Fig. 2 bis 6, Taf. XLI, lassen die Anbringung der *Stauffer*-Büchsen mit Reisert'schem Maschinenfett von Hans Reisert in Köln a/R. erkennen.

Hiervon stellt Fig. 2 die Anordnung der Schmiervorrichtung und der Schmiernuthen am rückwärtigen Lager der hohlen gusseisernen Spindel einer Plandrehbank und an der zur Aufnahme des achsialen Druckes vorhandenen Druckschraube vor.

Fig. 3 zeigt dasselbe bei der Bohrspindellagerung einer freistehenden verticalen Bohrmaschine; hierbei erfolgt die Schmierung des oberen Theiles der Bohrspindel in der Druckspindel durch die Schraubbüchse *s*, welche oben auf die central durchbohrte Druckschraube aufgeschraubt ist.

Durch die centrale Bohrung der Spindel bei *a* gelangt das Schmierfett durch die radiale Bohrung *n* in die an der Außenfläche der Druckspindel eingefeilte oder nach einem Schraubengang auf der Drehbank oder Horizontalbohrmaschine eingeschnittene Schmiernuth *b b*, und zwar geht diese Nuth linksgängig um die Spindel. Die Schraubbüchse *t* schmiert das flachgängige Gewinde *g* der Druckspindel in der zugehörigen

Mutter. Die Büchse *u* schmiert das conische Bohrspindellager und jene *v* und *w* schmieren die horizontale Antriebwelle.

In Fig. 4 und 5 ist die bezügliche Austheilung am Spindelstock einer Supportdrehbank mit ausrückbarem Rädervorgelege im Horizontalschnitt und theilweise in der vorderen Stirnansicht. Es ist ein Spindelstock mit der schon besprochenen conischen Spindellagerung und zwar mit gegen einander gekehrten Spitzen der Lager-Kegelflächen. Hierbei sind die metallenen Lagerbüchsen im Spindelstock unverrückbar fest, die Spindel aber ist achsial nachstellbar, indem der conische schmiedeiserne Lagerhals mittels zweier runder Muttern auf einem in der Spindel eingelassenen Keil achsial verschoben werden kann und die Druckschraube zur Aufnahme des achsialen Druckes ebenfalls achsial nachstellbar ist. Die conische Metallbüchse *b* enthält in deren Laufmitte eine Ringnuth *r*, welche von einer Längsnuth *l* durchkreuzt ist. Die Spindel ist bis zum Stufenscheibenlauf central durchbohrt, wo das Loch *a* durch das Loch *n* ausmündet; auch im Mittel der Ringnuth ist normal auf die centrale Bohrung *a* das Loch *m* in die Spindel gebohrt. Die Bohrung *a* ist an der Ausmündung in das Loch für die Körnerangel durch eine Verschlussschraube *p* verschlossen, so dass hier das Schmierfett nicht heraustreten kann. Von der oben am Lagerkopfe (Fig. 5) befindlichen Stauffer-büchse *t* bringt das Fett zunächst in die Ringnuth *r*, füllt diese und gelangt von da durch das Schmierloch *man* zu der lose auf der Spindel laufenden Stufenscheibe. Bei der rückwärtigen Lagerbüchse *b'* ist die Anordnung in gleicher Weise durchgeführt, nur ist die Spindel von der Stelle der Ringnuth in der conischen Lagerbüchse zur Bohrung der lose auf der Spindel laufenden Stufenscheibe schräg durchbohrt und das Fett dringt in dieses Schmierloch durch ein an der Ausmündung des schrägen Loches *a'* anschließendes radiales Loch in den achsial verstellbaren, mit der Spindel mitrotierenden schmiedeisernen Lagerhals. Die schmiedeiserne, mit Excenterzapfen versehene Vorgelegeachse ist behufs Schmierung der darauf lose rotierenden hohlen gusseisernen Vorgelegewelle an beiden Enden central angebohrt und mit Staufferbüchsen versehen. Hierbei ist zu beachten, dass die radialen Löcher *mm'm''* und jene *nn'n''* in der Spindel und Vorgelegeachse viel kleiner zu bohren sind als die centralen Bohrungen, damit der durch die verschiedenen Canallängen bedingte verschiedene Widerstand der Vorwärtsbewegung des Fettes ausgeglichen wird. Deshalb wird auch eine Ringnuth *r'* in der rückwärtigen Bohrung der Stufenscheibe angebracht, durch welche das Fett in die Längsnuth *l* tritt.

Auf Taf. XXV ist in Fig. 5 die Anwendung der Staufferbüchse und die zugehörige Anbringung der Schmiernuthen bei einem Lager mit im Kugelgelenk beweglicher Lagerbüchse, in Fig. 10 dasselbe bei einem gewöhnlichen zweitheiligen Lager und in Fig. 11 die selbstthätige Glasschmierbüchse, Patent Reisert, an einem Stehlager mit Nuthen, wie in Fig. 10, angebracht. Letztere darf auf der Welle nicht schleifen und das Büchsenrohr muss fest anschließend in die Lagerschale eingesteckt sein. Die zweitheiligen Lagerschalen müssen aufeinander aufliegen, damit das Fett im Spalt nicht entweichen kann, anderenfalls muss der Zwischenraum durch Holz oder Filz ausgefüllt werden.

Geschwindigkeitsverhältnisse der Werkzeugmaschinen.

Die einfachsten Geschwindigkeitsverhältnisse weisen diejenigen Werkzeugmaschinen auf, bei denen die rotierende Spindel durch eine einfache Riemenscheibe in Umdrehung versetzt wird. Die Spindel rotiert stets mit einer und der nämlichen minutlichen Umdrehungszahl, wie z. B. bei einer Centriermaschine, und ergibt sich nach dem Durchmesser des angewendeten Centrierbohrers eine bestimmte, diesem entsprechende Schnittgeschwindigkeit. Complicierter wird der Fall, wenn Stufenscheiben mit zwei oder mehr verschiedenen Durchmessern vorkommen u. s. f.

Es ist aber die Schnittgeschwindigkeit ein wichtiger Factor der rationellen Bearbeitung der Maschinenbau-Materialien und sohin der Antrieb einer Werkzeugmaschine so zu construieren, dass seine kinematischen Verhältnisse den Anforderungen rücksichtlich der Schnittgeschwindigkeit entsprechen. Dasselbe gilt von der Steuerung hinsichtlich der Größe des Vorschubes.

Die Lostrennung eines Spanes soll möglichst rasch geschehen, damit die Bearbeitung einer Fläche von bestimmten Dimensionen möglichst kurze Zeit in Anspruch nimmt, denn es handelt sich hierbei in der Regel und insbesondere stets bei der Maschinenfabrication, um die Erzielung eines Verdienstes, welcher unter sonst gleichen Umständen umso größer ausfallen wird, je rascher die Arbeit von Statten geht und umgekehrt.

Die Beschaffenheit der zu bearbeitenden Maschinenbau-Materialien und erfahrungsgemäß hergestellten schneidenden Werkzeuge, sowie der Arbeitsvorgang und endlich auch die Größe der Werkzeugmaschine bedingen maximale Schnittgeschwindigkeiten und Vorschubgrößen, bei deren Überschreitung die schneidenden Werkzeuge nicht mehr gehörig Stand halten.

Diese maximalen Schnittgeschwindigkeiten sind aber noch nicht die vortheilhaftesten, sondern sie sind nur die oberen Grenzen der zulässigen Schnittgeschwindigkeiten. Mit Rücksicht auf die während des Schnittes fortschreitende Abnützung des schneidenden Werkzeuges und das damit im Zusammenhange stehende Aussehen der bearbeiteten Fläche, entspricht jedem Materiale 2c. eine bestimmte vortheilhafteste Schnittgeschwindigkeit und Vorschubgröße, welche geringer ist als die vorgenannte maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit. Diese für jedes Material und jede Bearbeitungsart 2c. erfahrungsgemäß innerhalb gewisser Grenzen liegende vortheilhafteste Schnittgeschwindigkeit wird gewöhnlich die mittlere Schnittgeschwindigkeit genannt. Bei vielen Holzbearbeitungsmaschinen ist die Schnittgeschwindigkeit durch die große minutliche Umdrehungszahl des Fräskopfes, der Messerwelle 2c. begrenzt, welche gewöhnlich höchstens mit 2200 bis 2500 als zulässig angenommen wird. Größere Umdrehungszahlen kommen nur ausnahmsweise vor.

Ebenso wird mit Rücksicht auf den jeweiligen Arbeitsvorgang (Drehen, Bohren 2c.) und die Art der bezweckten Bearbeitung (Schroppen, Schlichten), sowie mit Rücksicht auf die Größe der Maschine in jedem Falle eine durch die Erfahrung festgestellte Größe des Vorschubes am vortheilhaftesten erscheinen.

Bei einem rotierenden Arbeitsstück, wie z. B. bei der Drehbank, oder rotierenden Werkzeug, wie z. B. bei der Bohrmaschine, ist die Schnittgeschwindigkeit gleich der Umfangsgeschwindigkeit, mit welcher die Lostrennung des Spanes erfolgt. Dieselbe wird im Folgenden mit u bezeichnet.

Da die Leitspindel bei Drehbänken zum Schraubenschneiden beim Rückgang schneller rotiert als beim Schnittgang, so erfolgt der erstere mit einer größeren Geschwindigkeit, und diese wird im Nachstehenden mit u_0 bezeichnet.

Bei geradlinig hin und her gehender Bewegung des Arbeitsstückes, wie z. B. bei einer Hobelmaschine zur Metallbearbeitung oder geradlinig hin und her gehendem Werkzeug, wie z. B. bei einer *Shaping*-Maschine sind die beiden Fälle zu unterscheiden, dass entweder der Schnittgang in gleichem Zeitraume stattfindet, wie der leere Rückgang, oder dass der leere Rückgang mit größerer Geschwindigkeit stattfindet. Es wird deshalb im Folgenden mit c die Schnittgeschwindigkeit und mit c_0 die Geschwindigkeit beim leeren Rückgang bei geradliniger Schnittbewegung bezeichnet.

Enthält der Antrieb für die geradlinige Schnittbewegung einen Kurbelmechanismus, so ist die Schnittgeschwindigkeit veränderlich, indem sie bei der Bewegungsumkehr durch die Kurbeldrehung von Null ansteigend bis zu einem größten Werte wächst und sodann wieder bis auf Null abnimmt. Das Gesetz der Geschwindigkeitsänderung ist von der Art der Bewegungsübertragung von der Kurbel auf das Arbeitsstück oder Werkzeug abhängig und kommt im Nachfolgenden noch besonders in Betracht; c und c_0 bedeuten in solchem Falle die mittleren Geschwindigkeiten, welche sich aus dem durchschnittlich in der Secunde zurückgelegten Wege ergeben.

Wird die Vorschubbewegung continuierlich geradlinig ausgeführt, wie z. B. bei einer Holzhobelmaschine, so wird die Größe des Vorschubes entweder durch ihr Verhältnis zur Schnittgeschwindigkeit oder unter Voraussetzung einer bestimmten Schnittgeschwindigkeit als Vorschub in der Zeiteinheit ausgedrückt, und zwar wird im Folgenden für die Vorschub-Geschwindigkeitsangaben die Secunde zu Grunde gelegt.

Erfolgt der Vorschub bei rotierender Bewegung continuierlich, wie z. B. beim selbstthätigen Egalisieren durch Leitspindel oder Schnecke bei einer Supportdrehbank, oder wie bei einer freistehenden Bohrmaschine mit Steuerung durch Stufenscheiben und Schnecke, so wird zwar die Vorschubbewegung wieder auf die ganze Umdrehung des Arbeitsstückes oder Werkzeuges gleichmäßig vertheilt, aber es wird bei einmaliger Einstellung der Größe des Vorschubes während je einer Umdrehung der Drehbankspindel oder der Bohrspindel immer wieder die Zuschiebung in gleichem Ausmaße erfolgen und sohin die Größe des Vorschubes für eine Umdrehung der Drehbankspindel oder des Bohrers in Betracht kommen. Dasselbe ist der Fall, wenn die Steuerungsbewegung ruckweise erfolgt, wie z. B. bei Bolzendrehbänken, freistehenden Bohrmaschinen mit Sperrad und Sperrkegel, Hobelmaschinen zur Metallbearbeitung etc. Es wird dann, je nachdem eine rotierende oder geradlinige Schnittbewegung vorkommt, die Größe des Vorschubes pro 1 Umdrehung oder pro Schnitt angegeben. Im Nachstehenden wird die Größe des Vorschubes mit δ bezeichnet und jeweilig beigefügt, ob sich die Angabe auf die Schnittgeschwindigkeit, auf die Zeit oder auf einen Schnitt bezieht.

Durch die Größen u (oder c) und δ finden die Geschwindigkeitsverhältnisse der Werkzeugmaschinen in bestimmten Gleichungen ihren Ausdruck. Diese Gleichungen sind im Allgemeinen dieselben, ob das zu bearbeitende Material Holz oder Metall ist. Es können dieselben mithin auch allgemein für alle Materialien gemeinsam behandelt werden. Sohin sind

Metall- und Holzbearbeitungs-Maschinen mit gleichartigen Geschwindigkeitsverhältnissen vom Standpunkte des allgemeinen Maschinenbaues auch gleichartige Maschinen, welche nur in den erforderlichen absoluten Dimensionen bei der Dimensionsbestimmung Verschiedenheiten aufweisen. Diese Verschiedenheiten sind durch die jeweilig in Betracht kommenden absoluten Werte der Schnittgeschwindigkeit u oder c, der Rückgangsgeschwindigkeit u_0, beziehungsweise c_0, bei beschleunigtem Rückgang und des Vorschubes δ, sowie endlich durch die auftretenden Kräfte beeinflusst.

Als Grundlage für die Geschwindigkeitsverhältnisse der Werkzeugmaschinen zur Metall- und Holzbearbeitung können die in nachstehender Tabelle enthaltenen Werte für die bei Bearbeitung der angegebenen Materialien anzuwendenden vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeiten und Vorschübe angenommen werden.

Die maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit kann um 10 bis 15 % (im Mittel 13 %) höher liegend angenommen werden.

Tabelle der Geschwindigkeits-Verhältnisse der Werkzeugmaschinen.

Art der Maschine	Zu bearbeitendes Material	Schnittgeschwindigkeit pro Secunde	Vorschub
Schleifmaschinen mit rotierenden Schmirgelscheiben oder Schmirgeltrommeln	Stahl, Gufseisen, Schmiedeisen, Messing, Bronce, Rothguss (Metall) naturhart; Schmiedeisen im Einsatze gehärtet; Werkzeugstahl gehärtet	$u = 15$ bis $30\ m$ je nach der Qualität der Schmirgelscheiben	—
Schleifsteine mit Sandsteinen	desgleichen	$u = 3$ bis $5\ m$	—
Sandpapiermaschinen mit Schleifscheibe, Schleiftrommel oder Schleifband	Holz	$u = 13$ bis $17\ m$	—
Bandsägen mit 750 bis 1000 *mm* Durchmesser der Rollen	Eisen im kalten Zustande	$u = 1{,}25\ m$	$\delta = \frac{u}{3600}$ bis $\frac{u}{1200}$
	Holz	$u = 13$ bis $18{,}5\ m$	$\delta = \frac{u}{1800}$ bis $\frac{u}{900}$ pro Secunde

Art der Maschine	Zu bearbeitendes Material	Schnittgeschwindigkeit pro Secunde	Vorschub
Kreissägen mit 600 bis 1200 *mm* Durchmesser des Sägeblattes	Längssägen: Hartes Holz	$u = 15$ bis $20\ m$	$\delta = \frac{u}{500}$ bis $\frac{u}{300}$
	Längssägen: Weiches Holz	$u = 30$ bis $45\ m$	$\delta = \frac{u}{50}$ bis $\frac{u}{25}$
	Hirnholzsägen oder Querschlagen: Hartes Holz	$u = 10$ bis $15\ m$	desgleichen pro Secunde
	Hirnholzsägen oder Querschlagen: Weiches Holz	$u = 20$ bis $25\ m$	
Fräsmaschinen mit Kreissägeblatt oder Kreissägen zum Schneiden der Metalle im kalten Zustande	Weiches Guss- u. Schmiedeisen (im kalten Zustande)	$u = 200\ mm$	$\delta = \frac{u}{480}$ bis $\frac{u}{450}$
	Bessemerstahl (im kalten Zustande)	$u = 200\ mm$	$\delta = \frac{u}{660}$
	Gussstahl (im kalten Zustande)	$u = 200\ mm$	$\delta = \frac{u}{1320}$ pro Secunde
Fräsmaschinen mit Scheibenfräse oder Frässcheibe	Gusseisen	$u = 150$ bis $180\ mm$	$\delta = \frac{u}{1800}$ bis $\frac{u}{450}$
	Schmiedeisen	$u = 180$ bis $200\ mm$	desgleichen pro Secunde
Fräsmaschinen mit Messerkopf oder Fräskopf	Härteres Gusseisen	$u = 50$ bis $80\ mm$	$\delta = 0{,}5$ bis $2\ mm$ pro Umdrehung
	Weiches Gusseisen	$u = 200$ bis $250\ mm$	
	Holz	$u = 10$ bis $20\ m$	$\delta = 4$ bis $35\ mm$ pro Secunde
Zapfenschneid- und Schlitzmaschinen mit rotierendem Messerkopf	Holz	$u = 20$ bis $30\ m$	$\delta = 2$ bis $20\ mm$ pro Secunde
Fräsmaschinen mit Stirnfräsen	Stahl	$u = 80$ bis $100\ mm$	$\delta = \frac{u}{450}$ bis $\frac{u}{150}$
	Gusseisen	$u = 90$ bis $120\ mm$	
	Schmiedeisen	$u = 200$ bis $300\ mm$	$\delta = \frac{u}{450}$ bis $\frac{u}{250}$ pro Secunde
	Messing, Bronce, Rothguss (Metall)	$u = 400$ bis $500\ mm$	
Räderfräsmaschinen	Stahl oder Schmiedeisen	$u = 75$ bis $120\ mm$	$\delta = \frac{u}{1800}$ bis $\frac{u}{450}$
	Gusseisen	$u = 150$ bis $250\ mm$	
	Holz	$u = 4$ bis $5\ m$	$\delta = \frac{u}{900}$ bis $\frac{u}{450}$ pro Secunde

Art der Maschine	Zu bearbeitendes Material	Schnittgeschwindigkeit pro Secunde	Vorschub
Holzhobelmaschinen mit rotierenden Messerköpfen, Messerwellen oder Messerwalzen	Holz	$u = 15$ bis $25\ m$	$\delta = 20$ bis $100\ mm$ pro Secunde
Abrichthobelmaschinen mit rotierenden Messerarmen oder Messerscheibe, nahe am Umfange eingesetzten schmalen Messern und geradlinig hin- und herbewegtem Hobelmaschinentisch	Holz	$u = 25$ bis $30\ m$	$\delta = 30$ bis $40\ mm$ pro Secunde, Rücklauf $\delta_0 = 100$ bis $110\ mm$
Parquetten-Planhobelmaschine mit in die Planscheibe radial eingesetzten Messern	Holz	$u = 5$ bis $10\ m$ am äußeren Messerkreis-Umfang	—
Bohrmaschinen zum Bohren aus dem Vollen (Lochbohrmaschinen)	Hartguss	$u = 5$ bis $15\ mm$	$\delta = 0{,}1$ bis $0{,}5\ mm$ pro 1 Umdrehung des Bohrers
	Stahl	$u = 30$ bis $40\ mm$	
	Härteres Gusseisen	$u = 35$ bis $60\ mm$	
	Weicheres Gusseisen	$u = 60$ bis $70\ mm$	
	Schmiedeisen	$u = 80$ bis $110\ mm$	
	Messing, Bronce / Rothguss (Metall)	$u = 100$ bis $120\ mm$	
	Hartes Holz	$u = 200$ bis $350\ mm$	$\delta = 0{,}25$ bis $1\ mm$ pro 1 Umdr. d. Bohr.
	Weiches Holz	$u = 500$ bis $5000\ mm$	
Langlochbohrmaschinen	Metalle	desgleichen	$\delta = 0{,}25$ bis $0{,}8\ mm$ pro 1 Umdr. i. d. Länge; $\delta = 0{,}1$ bis $0{,}4\ mm$ pro 1 Umdr. i. d. Tiefe
	Holz		$\delta = 0{,}5$ bis $1\ mm$ pro 1 Umdr. i. d. Länge
Bohrmaschinen zum Ausbohren (Ausbohrmaschinen, Cylinderbohrmaschinen)	Hartguss	$u = 5$ bis $10\ mm$	$\delta = 0{,}25$ bis $1\ mm$ pro 1 Umdrehung der Bohrspindel, oder $\delta = \frac{u}{2500}$ pro Secunde
	Stahl	$u = 25$ bis $35\ mm$	
	Härteres Gusseisen	$u = 30$ bis $50\ mm$	
	Weicheres Gusseisen	$u = 50$ bis $60\ mm$	
	Schmiedeisen	$u = 60$ bis $70\ mm$	
	Messing, Bronce / Rothguss (Metall)	$u = 90$ bis $120\ mm$	

Art der Maschine	Zu bearbeitendes Material	Schnittgeschwindigkeit pro Secunde	Vorschub
Kleine Drehbänke $v_0 = 1{,}33\,u$ bis $1{,}4\,u$ Rückgangsgeschwindigkeit beim Schraubenschneiden (beschleunigter Rückgang)	Stahl	$u = 40$ bis 50 *mm*	$\delta = 0{,}25$ bis $0{,}5$ *mm* pro 1 Umdrehung der Drehbankspindel
	Gufseisen	$u = 50$ bis 80 *mm*	
	Schmiedeisen	$u = 90$ bis 110 *mm*	
	Messing, Bronce, Rothguss (Metall)	$u = 150$ bis 200 *mm*	
	Hartes Holz	$u = 200$ bis 350 *mm*	$\delta = 0{,}75$ bis $1{,}25$ *mm* pro 1 Umdrehung der Drehbankspindel
	Weiches Holz	$u = 1$ bis 12 *m*	
	Horn	$u = 350$ bis 700 *mm*	$\delta = 0{,}5$ *mm* pro 1 Umdrehung der Drehbankspindel
	Leder	$u = 2700$ *mm*	
Mittelgroße Drehbänke $v_0 = 1{,}33\,u$ bis $1{,}4\,u$	desgleichen Gufseisen schmirgeln	desgleichen $u = 1{,}65$ *m*	$\delta = 0{,}25$ bis $0{,}75$ *mm* pro 1 Umdrehung der Drehbankspindel
Große Drehbänke und Achsendrehbänke $v_0 = 1{,}33\,u$ bis $1{,}4\,u$	desgleichen	desgleichen	$\delta = 0{,}25$ bis $1{,}5$ *mm* desgleichen
Plandrehbänke und Räderdrehbänke	desgleichen	desgleichen	$\delta = 0{,}5$ bis $1{,}5$ *mm* desgleichen
Walzendrehbänke	Hartguss	$u = 10$ bis 20 *mm*	$\delta = 0{,}3$ bis $1{,}3$ *mm* pro 1 Umdr. der Walze
Schraubenschneidmaschinen	Schmiedeisen, Stahl	$u = 25$ bis 35 *mm*	—
Kleine Hobelmaschinen $c_0 = 2\,c$	Gufseisen oder Schmiedeisen	$c = 70$ bis 100 *mm*	$\delta = 0{,}25$ bis $1{,}25$ *mm* pro Schnitt
Mittelgroße Hobelmaschinen $c_0 = 2\,c$ bis $2{,}5\,c$	desgleichen	$c = 60$ bis 90 *mm*	$\delta = 0{,}5$ bis $1{,}5$ *mm* pro Schnitt
Große Hobelmaschinen $c_0 = 2{,}5\,c$ bis $3\,c$	desgleichen	$c = 50$ bis 70 *mm*	$\delta = 0{,}5$ bis $2{,}5$ *mm* pro Schnitt
Blechkanten-Hobelmaschinen	Schmiedeisen oder Stahl	$c = 90$ bis 95 *mm*	$\delta = 0{,}35$ bis $2{,}5$ *mm* pro Schnitt
Kleine *Shaping*-Maschinen	Stahl	$c = 70$ bis 100 *mm*	$\delta = 0{,}25$ bis 1 *mm* pro Schnitt
	Gufseisen	$c = 120$ bis 150 *mm*	
	Schmiedeisen	$c = 150$ bis 250 *mm*	
	Messing, Bronce, Rothguss (Metall)	$c = 180$ bis 280 *mm*	

Art der Maschine	Zu bearbeitendes Material	Schnittgeschwindigkeit pro Secunde	Vorschub
Große *Shaping*-Maschinen $c_0 = 1{,}33\,c$ bis $1{,}5\,c$	Stahl	$c = 60$ bis $90\ mm$	$\delta = 0{,}3$ bis $1{,}5\ mm$ pro Schnitt
	Härteres Gußeisen	$c = 60$ bis $100\ mm$	
	Weicheres Gußeisen	$c = 110$ bis $130\ mm$	
	Schmiedeisen	$c = 130$ bis $180\ mm$	
	Messing, Bronce / Rothguß (Metall)	$c = 160$ bis $200\ mm$	
Kleine Nuthstoßmaschinen (Bestoßmaschinen, Stoßmaschinen)	Stahl	$c = 80$ bis $90\ mm$	$\delta = 0{,}25$ bis $1\ mm$ pro Schnitt
	Gußeisen	$c = 100$ bis $120\ mm$	
	Schmiedeisen	$c = 120$ bis $140\ mm$	
	Messing, Bronce / Rothguß (Metall)	$c = 140$ bis $160\ mm$	
Große Nuthstoßmaschinen (Bestoßmaschinen, Stoßmaschinen) $c_0 = 1{,}33\,c$ bis $1{,}5\,c$	Stahl	$c = 70$ bis $85\ mm$	$\delta = 0{,}3$ bis $1{,}5\ mm$ pro Schnitt
	Gußeisen	$c = 90$ bis $110\ mm$	
	Schmiedeisen	$c = 110$ bis $130\ mm$	
	Messing, Bronce / Rothguß (Metall)	$c = 130$ bis $150\ mm$	
Stemmaschinen	Holz	$c = 450$ bis $750\ mm$	$\delta = 0{,}75$ bis $2{,}5\ mm$ pro Schnitt
Verticale Gattersägen	Holz	$c = 2$ bis $3\ m$ ausnahmsweise noch mehr	$\delta = \frac{c}{600} =$ $= 3{,}33$ bis $5\ mm$ Schnitt beim Niederg. $\delta = \frac{c}{300} =$ $= 6{,}66$ bis $10\ mm$ Schnitt beim Auf- und Niedergang pro Secunde, $\delta = 1{,}75$ bis $3{,}75\ mm$ pro Schnitt ausnahmsweise mehr
Horizontale Gattersägen (Fournirschneidsägen)	Holz	$c = 2$ bis $2{,}5\ m$	$\delta = 0{,}5$ bis $1\ mm$ pro Schnitt
Lochmaschinen (Durchstoßmaschinen) und Scheren (Parallelscheren)	Eisenblech	$c = 15$ bis $20\ mm$	—

Geschwindigkeitsdiagramme der Werkzeugmaschinen.

Bei rationeller Bearbeitung der Maschinenbaumaterialien mit Hilfe von Werkzeugmaschinen sollte immer die vorstehend besprochene erfahrungsgemäß jeweilig vortheilhafteste mittlere Schnittgeschwindigkeit in Anwendung kommen können. Es sollte demnach die Werkzeugmaschine, auf welcher die Bearbeitung vorgenommen wird, so eingerichtet sein, dass sie für alle darauf zur Bearbeitung kommenden Materialien die passenden mittleren Schnittgeschwindigkeiten erreichen lässt. Hiernach ist es von Wichtigkeit, die einer bestimmten Werkzeugmaschine eigenthümlichen Geschwindigkeitsverhältnisse genau zu kennen. In der That ist die Frage der günstigsten Antriebs-Verhältnisse sowohl für die Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung der Metalle als auch für jene zur Holzbearbeitung eine der wichtigsten des gesammten Werkzeug-Maschinenbaues, und zwar sowohl hinsichtlich des Baues neuer, als auch hinsichtlich der Beurtheilung bereits vorhandener Maschinen.

Nur zu häufig hört man die Klage, dass beispielsweise ein Dreher bei gleichem Fleiße auf einer obwohl aus einer hervorragenden, rühmlich bekannten Werkzeug-Maschinen-Fabrik stammenden Drehbank, seine Arbeit im Accorde nicht um denselben Preis, beziehungsweise in der nämlichen Zeit herstellen könne, als ein anderer Dreher auf einer aus einem zweiten ebenfalls berühmten Etablissement stammenden Drehbank nahezu gleicher Größe. Man begnügt sich in diesen Fällen meist damit, einfach zu sagen: Jene Drehbank entspricht den Anforderungen in der Werkstätte weniger als diese, oder jene ist schlechter, weil sie weniger zu leisten imstande ist. Hiermit ist über jene Drehbank das Urtheil gesprochen und man begnügt sich damit, ohne weiter darauf einzugehen, worin die Ursache dieser Thatsache liegt. Abgesehen von der leichteren oder schwereren Construction der Maschine, d. h. abgesehen von ihren schwächeren oder stärkeren Dimensionen, breiteren oder schmäleren Stufen bei annähernd gleicher Spitzenhöhe, liegt diese Ursache zumeist in den abweichenden, den betreffenden Arbeitsstücken nicht angepassten Geschwindigkeitsverhältnissen.

Man findet allerwärts noch großentheils die Anschauung verbreitet, eine Drehbank, eine Bohrmaschine, eine Nuthstoßmaschine 2c. müsse, wenn sie mit ausrückbarem Rädervorgelege ausgestattet ist, darin eine sehr große Räderübersetzung aufweisen, um als gut bezeichnet werden zu können. In dem nicht richtigen Übersetzungsverhältnisse dieser Räder aber liegt es gerade, dass die eine Maschine bei Arbeitsstücken bestimmter

Größe nicht dieselbe Leistungsfähigkeit aufzuweisen in der Lage ist, wie die andere. Wird nämlich der Antriebriemen bei ausgerücktem Rädervorgelege auf die Scheibe vom größten Durchmesser und dann bei eingerücktem Rädervorgelege auf die Scheibe vom kleinsten Durchmesser an der Stufenscheibe oder dem Riemenconus der Maschine, aufgelegt, so läuft die Maschine im ersten Falle zu schnell, im zweiten Falle zu langsam und der Dreher ist mit Rücksicht auf die Instandhaltung seines Werkzeuges gezwungen den langsameren Gang zu benützen. Es ist nun ganz natürlich, dass der Dreher unter diesen Umständen trotz allen Fleißes seine Arbeit nicht in derselben Zeit fertig bringen kann wie ein zweiter Dreher, der an einer mit besser passenden Geschwindigkeitsverhältnissen ausgerüsteten Maschine beschäftigt ist.

Bei großen Radialbohrmaschinen ereignet sich namentlich der Fall häufig, dass die Geschwindigkeitsreihen, welche sich bei ausgerücktem Rädervorgelege ergeben, gar nicht benützt werden können. Der Grund hiefür liegt ebenfalls in der zu großen Räderübersetzung, als deren Folge zu große minutliche Umdrehungszahlen bei ausgerücktem Rädervorgelege auftreten. Es ist eben in allen Fällen nothwendig, dass die Stufenscheibe oder der Riemenconus und die Räderübersetzung des ausrückbaren Rädervorgeleges in ganz bestimmten Verhältnissen zu einander stehen, wenn die Maschine gut genannt werden soll. Bei einer vorliegenden Maschine wird man eventuell mit Vortheil ein zweites Paar Riemenscheiben (Fest- und Leerscheibe) am Deckenvorgelege und eine so dimensionierte (doppeltbreite) Riemenscheibe dazu auf der Transmission anbringen, dass die Stufenscheibe am Deckenvorgelege mit zwei verschiedenen minutlichen Umdrehungszahlen rotiert, falls die Räderübersetzung als zu groß erkannt worden ist. Soll keiner von den beiden dann erforderlichen Riemen abgeworfen werden, so muss die Einrichtung für zwei gleichlaufende Riemen (beide offen oder beide gekreuzt) eine ähnliche sein, wie sie am Deckenvorgelege einer Drehbank zum Schraubenschneiden mit offenen und gekreuzten Riemen gebräuchlich ist. Es wird sich dann durch Combination der Umdrehungszahlen des Deckenvorgeleges mit den möglichen Riemenlagen auf den beiden Stufenscheiben und der Übersetzung durch das ausrückbare Rädervorgelege eine so große Zahl von Geschwindigkeitsreihen für verschiedene Durchmesser des rotierenden Arbeitsbeitsstückes oder Werkzeuges ergeben, dass es nicht unerreichbar ist, für ein gegebenes Arbeitsstück die Schnittgeschwindigkeit innerhalb gewisser Grenzen aufzufinden.

Auf diese Weise ist aber der Antrieb schon ganz wesentlich verbessert und die Brauchbarkeit der Maschine erhöht. Diese Einrichtung des Deckenvorgeleges mit doppelter Zahl Riemenscheiben für zwei verschiedene Umdrehungszahlen ist in Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII, an einer Supportdrehbank zum Schraubenschneiden von *Sir Joseph Whitworth & Co.* angebracht und die Riemengabel bei den kleinen Scheiben mit einem hohlen Keil auf der vollen Welle so befestigt, dass sie leicht oben oder unten angebracht werden kann, letzteres für den beschleunigten Rückgang beim Schraubenschneiden durch einen gekreuzten Riemen. In Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII, sind beide Riemengabeln oben, also für gleichlaufende Riemen eingestellt. In jedem Scheibensatze laufen zwei Scheiben lose. Eine ähnliche Einrichtung ist in Fig. 18 und 19, Taf. XXXI, an einem Deckenvorgelege für zwei Umdrehungszahlen gezeichnet. Es sind zwei Paar Riemenscheiben fest und lose auf der Vorgelegewelle vorhanden, und zwar ist jede Leerscheibe doppelt so breit als die daneben befindliche Festscheibe und beide Riemen laufen offen oder gekreuzt, je nachdem es die Umdrehungsrichtung der Transmission mit sich bringt. Bei der gezeichneten Stellung der beiden Riemengabeln laufen beide Riemen auf ihren Leerscheiben und die zugehörige Werkzeugmaschine steht still.

Bei einer neu zu erbauenden Werkzeugmaschine wird man unter Umständen außer dem ausrückbaren Rädervorgelege noch eine auswechselbare Räderübersetzung anbringen, wie sie z. B. die Sellers'sche Drehbank Fig. 1 und 4, Taf. XXXVI, aufweist. Dabei wird zwar die Zahl der Geschwindigkeitsreihen nicht so groß, als wenn das Deckenvorgelege mit zwei verschiedenen minutlichen Umdrehungszahlen benützt werden kann, dafür aber werden auch zwischenliegende Geschwindigkeitsreihen nicht durch die geringere minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges, sondern durch die Anwendung einer passenden Räderübersetzung erreicht, wodurch z. B. beim Schroppen die Anwendung eines größeren Vorschubes, behufs Erzielung eines rascheren Arbeitsfortschrittes, ermöglicht ist.

Bezüglich der Maschinen mit Stufenscheiben im Antrieb, jedoch ohne ausrückbares Rädervorgelege ist ähnliches zu bemerken. Man begegnet noch häufig der Ansicht, die Stufenscheibe müsse eine möglichst große Abstufung besitzen. Diese Ansicht so ganz allgemein und ohne Einschränkung auszusprechen, ist sehr gefehlt, da eine zu große Abstufung der Stufenscheibe größtentheils die erforderlichen vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeiten vermissen lässt.

Um einen tieferen Einblick in die Geschwindigkeitsverhältnisse des Antriebes zu gewinnen, bedient man sich am zweckmäßigsten der graphischen Darstellung. Diese ergibt in einfacher und leicht übersichtlicher Form das vom Verfasser angegebene Geschwindigkeitsdiagramm.

Zieht man z. B. eine Holzhobelmaschine in Betracht, so arbeitet diese nach den in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Werkzeugmaschinen (Seite 113) enthaltenen Angaben am vortheilhaftesten bei einer mittleren Schnittgeschwindigkeit von 25 *m* pro Secunde. Man ist auch ohne weiters in der Lage, dieser Bedingung im Bau der Maschine zu entsprechen, da man nur nöthig hat, von der Transmission weg eine bestimmte Übersetzung anzubringen, welche die Messerwelle zwingt, die dem Messerkreise bei 25 *m* Umfangsgeschwindigkeit erforderliche minutliche Umdrehungszahl zu machen. Nützen sich die Messer ab, so werden sie ausgespannt, nachgeschliffen und dann wieder so eingespannt, dass der Durchmesser des Messerkreises nicht geändert wird, wonach die Schnittgeschwindigkeit beständig dieselbe bleibt. Diese Maschine hat nur eine einzige Schnittgeschwindigkeit. Es kann daher bei dieser Maschine und bei allen unter gleichen Verhältnissen, d. h. mit einer einzigen minutlichen Umdrehungszahl und constantem Durchmesser des Messerkreises, beziehungsweise constanter Schnittgeschwindigkeit von einem Geschwindigkeitsdiagramm, nicht die Rede sein. Als solche Maschinen sind zu nennen: Sandpapiermaschinen mit Schleifscheibe oder Schleifband, Bandsägen, Fräsmaschinen mit Messerkopf, Zapfenschneid- und Schlitzmaschinen, Abrichthobelmaschinen, Parquetten-Planhobelmaschinen, gewöhnliche Hobelmaschinen mit Zahnstangen- oder Leitspindelantrieb für die Metallbearbeitung, Blechkanten-Hobelmaschinen, verticale und horizontale Gattersägen, Lochmaschinen und Scheren 2c.

Von der Kreissäge gilt es nur bedingungsweise, dass das Sägeblatt bei constanter minutlicher Umdrehungszahl auch mit constanter Schnittgeschwindigkeit arbeitet. Ist die Kreissäge zugleich zum Federn und Nuthen eingerichtet, so muss von der Transmission weg eine zweifache Übersetzung angebracht werden, wovon abwechselnd nur die eine oder die andere in Anwendung kommt. Hierzu sind, wie bereits bei Betrachtung der Haupttheile des Antriebes einer solchen Maschine besprochen wurde, zwei Paar Riemenscheiben (fest und lose) von passenden Durchmessern erforderlich. Es gilt aber von jedem einzelnen Riemenscheibenpaar dasselbe, was hinsichtlich der Holzhobelmaschine bereits ausgesprochen wurde. Es arbeitet eben jedes der beiden Werkzeuge, das Kreissägeblatt wie die

Frässcheibe oder der Messerkopf, beständig mit derselben Schnittgeschwindigkeit, falls der Messerkreis beständig derselbe bleibt.

Kommen jedoch bei einer Kreissäge Sägeblätter von verschiedenem Durchmesser auf derselben Sägespindel zur Verwendung, so erhalten dieselben wegen der constanten minutlichen Umdrehungszahl verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten, also verschiedene Schnittgeschwindigkeiten. Dies ist aber nach dem gewöhnlichen Gebrauche bei allen Kreissägen der Fall, da die durch das Schärfen im Durchmesser stets kleiner werdenden Sägeblätter noch lange auf derselben Säge benützt werden.

Bei den meisten Holzbearbeitungs-Maschinen ist man durch constructive Schwierigkeiten abgehalten, mit der Schnittgeschwindigkeit bis in die Nähe der Grenze zu gehen, bei deren Überschreitung das schneidende Werkzeug nicht mehr gehörig Stand hält. Dies ist auch bei der Kreissäge der Fall. Umsomehr sollte man daher darnach streben, die erreichbare Schnittgeschwindigkeit stets zu erhalten, da die Arbeitsleistung der Maschine mit ihr nahezu im geraden Verhältnisse steht. Aus diesem Grunde sollten die durch das Nachschleifen zu klein gewordenen Kreissägeblätter nicht mehr auf derselben Maschine zur Verwendung gelangen, auf welcher sie im neuen Zustande verwendet wurden, falls diese keine zweite entsprechend größere minutliche Umdrehungszahl der Spindel vermöge ihrer Antriebsconstruction aufweist, sondern auf einer anderen Kreissäge, in welcher die Sägespindel eine größere Umdrehungszahl besitzt. Falls eine solche nicht vorhanden ist, wäre ein solches durch Abnützung zu klein gewordenes Sägeblatt ganz außer normale Verwendung zu setzen Ähnliches gilt von anderen Werkzeugmaschinen, welche nur eine einzige minutliche Umdrehungszahl und veränderlichen Arbeitskreisdurchmesser aufweisen, wie z. B. die doppelte Bolzendrehbank in Fig. 7, Taf. I.

Die nachstehend behandelte graphische Darstellung durch das vom Verfasser angegebene Geschwindigkeitsdiagramm*), gibt über die bei abnehmendem Arbeitskreisdurchmesser obwaltenden Geschwindigkeitsverhältnisse in leicht übersichtlicher Form Aufschluss.

Mit den allgemeinen Bezeichnungen:

D = Durchmesser des rotierenden Werkzeuges oder Arbeitsstückes in Meter, beziehungsweise in Millimeter,

n = minutliche Umdrehungszahl der Sägespindel,

*) Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines. Jhrg. 1877. II. Heft. — Separat-Abdruck davon. Wien. Lehmann & Wentzel.

u = Umfangsgeschwindigkeit des Sägeblattes in Meter, beziehungsweise in Millimeter pro Secunde

erhält man bekanntlich für die Schnittgeschwindigkeit die Gleichung:

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1$$

Bei constanter Umdrehungszahl n ist auf der rechten Seite dieser Gleichung nur D veränderlich und man kann die übrigen Factoren zusammengefasst durch eine constante Zahl a ausdrücken, also setzen

$$\frac{\pi n}{60} = a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2$$

Es bleiben sohin noch außer der Constanten a zwei veränderliche Größen in der Gl. (1. Wenn man nun nach dem bei der graphischen Darstellung gebräuchlichen Vorgange diese Veränderlichen als Coordinaten auf ein rechtwinkeliges Achsensystem bezieht und mit x und y bezeichnet, dabei die veränderlichen Durchmesser als Abscissen auf die x-Achse und die veränderlichen Schnittgeschwindigkeiten als Ordinaten auf die y-Achse aufträgt, so ist in Gl. (1

$$\left.\begin{aligned} D &= x \\ u &= y \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3$$

zu setzen und diese Gleichung in folgender Weise zu schreiben

$$y = ax \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4$$

Graphisch dargestellt ergibt diese Gleichung eine durch den Anfangspunkt des Coordinaten-Systemes gehende gerade Linie, welche gegen die x-Achse unter dem durch die Gleichung

$$\operatorname{tang} \varphi = a = \frac{\pi n}{60} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5$$

bestimmten Winkel φ geneigt ist, der umso größer wird, je größer n ist und dessen Grenzen sind

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= 0; \text{ für } n = 0 \\ \varphi &= 90^\circ; \text{ für } n = \infty \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6$$

Diese gerade Linie gibt in ihren Ordinaten die Reihe der einer in Betracht stehenden Maschine für die Umdrehungszahl n eigenthümlichen Schnittgeschwindigkeiten und wir nennen sie deshalb die Geschwindigkeitsreihe für die Umdrehungszahl n.

In Fig. 3, Taf. XXXVII, ist die Geschwindigkeitsreihe in der Geraden OI für die in Fig. 7, Taf. I, abgebildete doppelte Bolzendrehbank mit Fest- und Losscheibe auf der Drehbankspindel gezeichnet, und

zwar für die minutliche Umdrehungszahl der Drehbankspindel $n = 100$ mit der nach Gl. (2 berechneten Constanten $a = 5{,}236$ nach der Gleichung

$$y = 5{,}236 \,.\, x \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (OI$$

indem für einen Punkt M mit der Abscisse $x = 10\ mm = ON$, die Ordinate $y = 52{,}36\ mm \backsim 52{,}4\ mm = MN$ aufgetragen und der so bestimmte Punkt M mit dem Anfangspunkt O des Coordinatensystemes verbunden wurde. Man konnte diese Gerade auch durch Auftragen des nach Gl. (5 berechneten Winkels $\varphi = 79^\circ\ 11'\ 15''$ bestimmen, welchen dieselbe mit der x-Achse einschließt. Der erstere Vorgang ist jedoch einfacher und führt rascher zum Ziele.

Die Arbeitsstücke sind schmiedeeiserne Bolzen, welche auf dieser Drehbank abgedreht werden sollen und hiefür ist nach den Angaben in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (Seite 114) die vortheilhafteste mittlere Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 110\ mm$, welche behufs ökonomischen Arbeitsvorganges nach Möglichkeit eingehalten werden soll. Darüber weit hinaus zu gehen, wird mit Rücksicht auf zu häufig erforderliches Schleifen des Drehstahles und dadurch bedingten wiederholten Stillstand der Maschine nicht zweckmäßig sein. Es kann jedoch, wie bereits (Seite 111) angegeben, im Mittel die maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit um 13% höher angenommen, also $u_1 = 110 \,.\, 1{,}13 = 124{,}3 \backsim 125\ mm$ gesetzt werden. Es werde mithin $u_1 = 125\ mm$ als die maximale für die Anwendung in Betracht kommende Schnittgeschwindigkeit angenommen.

Für die Ordinate $y_1 = u_1 = 125\ mm$ ergibt sich in der Geschwindigkeitsreihe OI der Punkt M_1 mit der Abscisse $x_1 = ON_1 = D_1 = 23{,}9\ mm$. Weil nun aber $u_1 = 125\ mm$ als die maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit vorausgesetzt wurde, so stellt diese Abscisse $x_1 = D_1 = 23{,}9\ mm$ auch den größten Durchmesser der zweckmäßiger Weise auf dieser Bolzendrehbank abzudrehenden Bolzen vor. Für einen Bolzen von kleinerem Durchmesser ergibt sich in der zugehörigen Ordinate der Geschwindigkeitsreihe auch eine kleinere Schnittgeschwindigkeit, so z. B. für den Durchmesser $ON = 10\ mm$, die Schnittgeschwindigkeit $MN = 52{,}4\ mm$ u. s. f. Es werden sohin sämmtliche Bolzen mit kleinerem Durchmesser mit kleinerer Schnittgeschwindigkeit abgedreht, welche durch die bezügliche Ordinate im Diagramme bestimmt ist, wobei nichts im Wege steht selbst sehr kleine Durchmesser mit der sich eben hiefür ergebenden Schnittgeschwindigkeit abzudrehen.

Die verticalen Schraffierungslinien in Fig. 3, Taf. XXXVII, repräsentieren somit die bei den betreffenden Durchmessern auftretenden Schnittgeschwindigkeiten und der schraffierte Theil von O bis N_1 umfasst mithin sämmtliche auf der in Rede stehenden Bolzendrehbank bei der ihr eigenthümlichen minutlichen Umdrehungszahl n erzielbaren Schnittgeschwindigkeiten von der maximalen anzuwendenden $u_1 = 125$ *mm* herab bis zum kleinsten Durchmesser. Die Fig. 3, Taf. XXXVII, lässt mithin auf einen Blick die sämmtlichen Geschwindigkeitsverhältnisse der in Betracht stehenden Maschine ersehen. Wir nennen selbe daher das Geschwindigkeitsdiagramm dieser Maschine. Es ergibt sich daraus, dass nur diejenige Strecke OM_1 der hierin die Geschwindigkeitsreihe darstellenden Geraden OI bei der maximalen zulässigen Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125$ *mm* wirklich ausgenützt erscheint, weil für die Bolzen mit einem die Größe $ON_1 = D_1$ übersteigenden Durchmesser die Schnittgeschwindigkeit zu groß ausfällt.

Sämmtliche Werkzeugmaschinen, deren Spindel beim Schnitt mit nur einer minutlichen Umdrehungszahl rotiert, haben wie die vorstehend besprochene Bolzendrehbank in ihrem Diagramme nur eine einzige Geschwindigkeitsreihe, welche für diese Umdrehungszahl durch die Gl. (4 bestimmt ist. Das Geschwindigkeitsdiagramm hiefür wird sich von dem in Fig. 3, Taf. XXXVII, nur dadurch unterscheiden, dass die Geschwindigkeitsreihe bei größerer Umdrehungszahl steiler ansteigt und der Ordinaten-Achse näher kommt, dagegen bei kleinerer Umdrehungszahl minder steil ansteigt und sich sohin mehr der Abscissen-Achse nähert.

Die Gerade AB im Geschwindigkeitsdiagramme Fig. 3, Taf. XXXVII, welche in der Höhe

$$OA = u_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (7$$

also in der Höhe der bei der Bearbeitung anzuwendenden maximalen Schnittgeschwindigkeit parallel zur Abscissenachse gezogen ist, hat eine besondere Bedeutung. Sie stellt nämlich ebenfalls eine Geschwindigkeitsreihe vor, und zwar die einer idealen Drehbank, welche für jeden beliebigen Durchmesser des abzudrehenden Bolzens ꝛc. die Schnittgeschwindigkeit $u = u_1 = 125$ *mm* erzielen lässt. Eine solche Drehbank müsste in ihrem Antrieb einen Mechanismus enthalten, welcher es gestattet, ihn auf jede beliebige jeweilig erwünschte minutliche Umdrehungszahl der Drehbankspindel einzustellen. Dieselbe müsste also eine absolut veränderliche minutliche Umdrehungszahl aufweisen. Sonach ist die Gerade AB die Geschwindigkeitsreihe einer Drehbank mit absolut

veränderlicher minutlicher Umdrehungszahl n, und zwar jene für die Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125$ *mm*. Ebenso ist jede andere im Diagramm gezogene Horizontale, beziehungsweise zur Abscissen-Achse parallele gerade Linie eine Geschwindigkeitsreihe bei absolut veränderlicher minutlicher Umdrehungszahl für die ihrem Abstande von der Abscissen-Achse gleiche Schnittgeschwindigkeit.

Ist in der Gl. (1 die minutliche Umdrehungszahl n absolut veränderlich, so läßt sich für jeden zu bearbeitenden Durchmesser D eine minutliche Umdrehungszahl n finden, welche in der folgenden aus der Gl. (1 hergeleiteten Gleichung

$$D.n = \frac{60.u}{\pi} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8$$

für den Ausdruck rechts vom Gleichheitszeichen einen constanten Wert ergibt, welcher, wenn ϱ eine constante Zahl ist, gesetzt werden kann

$$\frac{60u}{\pi} = \varrho^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (9$$

hieraus folgt aber die Gleichung

$$u = \frac{\pi \varrho^2}{60} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (10$$

und wenn hierin wieder y statt u und statt des constanten Ausdruckes auf der rechten Seite ihr Wert u_1 gesetzt wird, so lautet diese Gleichung

$$y = u_1 = \text{Constante} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (AB$$

und dieses ist die Gleichung einer in der Ordinatenhöhe $y = u_1$ zur Abscissenachse parallelen geraden Linie, und zwar für $u_1 = 125$ *mm* der geraden Linie AB im Geschwindigkeitsdiagramme.

Die durch Einsetzung der Constanten ϱ aus der Gl. (9 in die Gl. (8 sich für die Einhaltung constanter Schnittgeschwindigkeit ergebende Bedingungsgleichung

$$D.n = \varrho^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (11$$

stellt die Gleichung einer gleichseitigen Hyperbel vor (Fig. 4, Taf. XXXVII), deren Coordinaten die Durchmesser und die ihnen entsprechenden minutlichen Umdrehungszahlen n der Drehbankspindel sind. Es sind also hierin D und n die beiden veränderlichen Größen. Trägt man für die graphische Darstellung dieser gleichseitigen Hyperbel wieder die Durchmesser D als Abscissen, dagegen die Umdrehungszahlen n als Ordinaten in einem rechtwinkligen Coordinatensystem auf und setzt also y statt n und x statt D in Gl. (11, so ist diese zu schreiben

$$xy = \varrho^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (12$$

Die reelle Achse dieser Hyperbel liegt in einer durch den Anfangspunkt O des Coordinatensystemes gehenden geraden Linie, welche den Achsenwinkel halbiert, also gegen die Abscissen-Achse unter einem Winkel von 45° geneigt ist. In Fig. 4, Taf. XXXVII, ist diese Gerade mit OT bezeichnet. Dieselbe schneidet die gleichseitige Hyperbel in dem Punkte S dessen Coordinaten $x = OP$ und $y = PS$ sich ergeben, wenn man in Gl. (12 $x = y$ setzt. Man erhält sonach

$$OP = PS = \varrho \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (13$$

wofür der Wert von ϱ aus der Gl. (9 für $u = u_1$, d. i. für die jeweilig gewünschte constante Schnittgeschwindigkeit u_1 zu berechnen ist, nämlich

$$\varrho = \sqrt{\frac{60\,u_1}{\pi}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (14$$

In Fig. 4, Taf. XXXVII, ist diese gleichseitige Hyperbel für die Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125$ *mm*, also für die maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit beim Abdrehen schmiedeiserner Bolzen, Achsen, Wellen ꝛc. gezeichnet, wofür die Gl. (14 den Wert $\varrho = 48{,}86 \backsim 48{,}9$ *mm* ergibt und die Gl. (12 lautet $xy = 2387{,}3$.

Da diese gleichseitige Hyperbel den Verlauf der minutlichen Umdrehungszahlen für verschiedene Durchmesser angibt, wollen wir dieselbe die Umdrehungszahllinie nennen.

Die gegenwärtig in Anwendung stehenden Werkzeugmaschinen weisen jedoch durchwegs in ihren vorstehend behandelten Antrieben für die Schnittbewegung zur Erzielung der Veränderlichkeit der minutlichen Umdrehungszahl nur Stufenscheiben (auch Riemenconusse genannt) auf. Da aber bei der Anwendung von Stufenscheiben die Umdrehungszahl nicht absolut veränderlich ist, sondern nur eine bestimmte beschränkte Anzahl von minutlichen Umdrehungszahlen vorkommt, so kann man nur eine bestimmte beschränkte Anzahl von Durchmessern mit der verlangten Schnittgeschwindigkeit u_1 abdrehen, und diese ergeben sich, wenn man in dem in Fig. 4, Taf. XXXVII, durch die Anwendung der gleichseitigen Hyperbel für die constante Schnittgeschwindigkeit u_1 dargestellten Diagramme, die an der rotierenden Spindel für die vorzunehmende Bearbeitung ausgewiesenen minutlichen Umdrehungszahlen als Ordinaten aufträgt und für die zugehörigen Punkte der Hyperbel die Abscissen ermittelt. So ist in diesem Diagramm $y = OA = N_1M_1 = n = 100$ aufgetragen und hiefür der Durchmesser $ON_1 = AM_1 = D_1 = 23{,}87 \backsim 23{,}9$ *mm* gefunden, welcher mit der Schnittgeschwindigkeit $u = 125$ *mm* pro Secunde abgedreht wird.

Wenn weiter nichts beabsichtigt ist, als die bei einer bestimmten vorgeschriebenen Schnittgeschwindigkeit und gegebenen minutlichen Umdrehungszahlen zu bearbeitenden Durchmesser zu ermitteln, so kann man sich zur Lösung auf graphischem Wege immerhin der die Umdrehungszahllinie bildenden gleichseitigen Hyperbel bedienen, obwohl es hierzu keines Diagrammes bedarf, sondern die Auflösung der Gl. (1 zur Ermittlung der betreffenden Unbekannten genügt. Vielmehr als dieses ist aber mit Hilfe des durch Zeichnung der gleichseitigen Hyperbel aus Gl. (12, beziehungsweise Gl. (11 oder (8 gewonnenen Diagrammes nicht zu entnehmen. Es ist nur noch anzuführen, dass die nämliche gleichseitige Hyperbel als Umdrehungszahllinie für jede beliebige Maschine mit rotierender Spindel oder mit rotierendem Arbeitsstück gilt, wenn die Bearbeitung mit der gleichen Schnittgeschwindigkeit erfolgt. Es lässt sich sonach eine Charakteristik der besonderen Geschwindigkeitsverhältnisse verschiedener Maschinen daraus nicht ersehen. Es kommt deshalb im Nachstehenden die Umdrehungszahllinie nicht weiter in Betracht.

Fällt in dem Geschwindigkeitsdiagramm die Geschwindigkeitsreihe zu steil aus, um eine genaue graphische Darstellung zu ermöglichen, so kann man sich für die Ordinaten eines kleineren Maßstabes bedienen, als für die Abscissen. Den bezüglichen Vorgang wollen wir für eine Kreissäge durchführen.

Für eine kräftig gebaute Kreissäge, zum Langsägen von weichem Holze, deren Spindel $n = 1000$ minutliche Umdrehungen macht, ist nach Gl. (5

$$\text{tang } \varphi = a = \frac{\pi \,.\, 1000}{60} = 52{,}36$$

und somit der Neigungswinkel der Geschwindigkeitsreihe dieser Kreissäge gegen die Abscissenachse $\varphi = 88^\circ\ 54'\ 21''$.

Die Gleichung dieser Geschwindigkeitsreihe ist nach Gl. (4

$$y = 52{,}36 \,.\, x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 0\,I$$

Die Geschwindigkeitsreihe ist nach dieser Gleichung in Fig. 1, Taf. XXXVIII, graphisch dargestellt.

Soll auf dieser Kreissäge mit der in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (Seite 112) angegebenen vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeit von 45 m pro Secunde gesägt werden, so ergibt die Zeichnung der Geschwindigkeitsreihe 0 I den Durchmesser des nothwendigen Sägeblattes

$$D_1 = 0{,}859 \sim 0{,}860\ m$$

Um die Größen wirklich in der Zeichnung auftragen oder aus derselben entnehmen zu können, müsste man eine sehr große Zeichenfläche zu Gebote haben und würde dann noch wegen der bedeutenden Größe des Winkels φ sehr schiefe Schnitte erhalten.

Wir zeichnen deshalb die Geschwindigkeitsreihe bei so hoher minutlicher Umdrehungszahl n für $(n : 50)$ und messen in Zehntel der wahren Größe, wonach die Abscissen d. i. die Durchmesser in $(1 : 10)$ die Ordinaten in $(1 : 500)$ und die Tangente des Neigungswinkels φ in $(1 : 50)$ der wahren Größe erscheinen.

In solcher Weise ergibt sich für den vorliegenden Fall die in Fig. 2, Taf. XXXVIII, gezeichnete Geschwindigkeitsreihe 0I, in welcher der Punkt M_1 mit den Coordinaten

$$x = ON_1 = D_1 = 0{,}860\ m$$
$$y = N_1M_1 = u_1 = 45\ m$$

beziehungsweise im Zeichnungsmaßstabe

$$x = ON_1 = D_1 = 86\ mm$$
$$y = N_1M_1 = u_1 = 90\ mm$$

eingeringelt ist.

Für ein Sägeblatt von kleinerem Durchmesser $D_2 = ON_2$ ergibt die Geschwindigkeitsreihe die Schnittgeschwindigkeit $u_2 = N_2M_2$. Ist endlich D_3 der kleinste Durchmesser der noch in Verwendung kommenden Sägeblätter, so ist $u_3 = N_3M_3$ die kleinste vorkommende Schnittgeschwindigkeit. Die zwischen N_1N_3 gezeichneten verticalen Schraffierungslinien stellen die den aufeinanderfolgenden zugehörigen Sägeblattdurchmessern entsprechenden Schnittgeschwindigkeiten dar. Von der Geschwindigkeitsreihe OI wird sohin nur das Stück M_1M_3 ausgenützt. Hiermit ist in Fig. 2, Taf. XXXVIII, das Geschwindigkeitsdiagramm der in Rede stehenden Kreissäge unter Anwendung der angegebenen Verjüngungsmaßstäbe vollständig dargestellt.

Für den Vergleich solcher Diagramme verschiedener Maschinen müssen selbe natürlich in gleichem Maßstabe angefertigt sein, da namentlich ein anderer Maßstab für tang φ ein wesentlich anderes Bild des Geschwindigkeitsdiagrammes mit sich bringt.

Im Vorstehenden wurden die Geschwindigkeitsverhältnisse einer Maschine mit rotierender Spindel und einer einzigen minutlichen Spindelumdrehungszahl behandelt und durch das Geschwindigkeitsdiagramm in Fig. 3, Taf. XXXVII, beziehungsweise Fig. 1 und 2, Taf. XXXVIII, dargestellt. In gleicher Weise lassen sich für die übrigen Antriebe mit

rotierender Spindel die Geschwindigkeitsverhältnisse mit Benützung der, den jeweilig vorhandenen minutlichen Umdrehungszahlen entsprechenden Geschwindigkeitsreihen durch das Geschwindigkeitsdiagramm darstellen.

Wird zunächst eine Maschine mit rotierender Spindel in Betracht gezogen, welche zwei verschiedene minutliche Umdrehungszahlen n_1 und n_2 aufweist, indem der Antrieb gleiche Stufenscheiben mit 2 verschiedenen Durchmessern am Spindelstock und Deckenvorgelege enthält, wie z. B. die doppelte Bolzendrehbank, Fig. 7 und 8, Taf. VIII, so ergibt sich zunächst, dass das Geschwindigkeitsdiagramm zwei Geschwindigkeitsreihen aufweist, deren Gleichungen im Hinblick auf die Gl. (1 und (2 und bei Anwendung der gleichen Zeiger für die Constante a, wie für die bezügliche Umdrehungszahl n die folgenden sind

$$\left.\begin{aligned} y &= a_1 x \quad \ldots\ldots\ O\,I \\ y &= a_2 x \quad \ldots\ldots\ O\,II \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15$$

wobei für die beiden minutlichen Spindelumdrehungszahlen n_1 und n_2

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= \frac{\pi n_1}{60} \\ a_2 &= \frac{\pi n_2}{60} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16$$

Zeichnet man diese beiden Geschwindigkeitsreihen und schneidet selbe durch die Geschwindigkeitsreihe absolut variabler Umdrehungszahl für die größte anzuwendende Schnittgeschwindigkeit $y = u_1 = OA$, d. i. durch die zur x-Achse parallele Gerade AB, so sind die zwischen den beiden Geraden AB und Ox liegenden Stücke der Geschwindigkeitsreihen die Begrenzungslinien für die vorkommenden Schnittgeschwindigkeiten.

In Fig. 1, Taf. XXXIX, ist diese Construction für die vorgenannte doppelte Bolzendrehbank, Fig. 7 und 8, Taf. VIII, durchgeführt, welche 125 *mm* Spitzenhöhe, 400 *mm* Drehlänge zwischen den Spitzen jederseits hat und zwar für die Stufendurchmesser $d_1 = 210\,mm$; $d_2 = 160\,mm$ der Stufenscheiben am Spindelstock und den Deckenvorgelegen bei der minutlichen Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 100$.

Es ergeben sich hiefür zunächst die beiden Umdrehungszahlen der Stufenscheibe am Spindelstock

$$n_1 = \frac{d_1}{d_2} \cdot n' = \frac{210}{160} \cdot 100 = 131{,}25$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_1} \cdot n' = \frac{160}{210} \cdot 100 = 76{,}19$$

und hiermit nach Gl. (16 die Constanten $a_1 = 6{,}87$ und $a_2 = 3{,}99$, daher die Gleichungen der beiden Geschwindigkeitsreihen

$$y = 6{,}87 \,.\, x \;.\;.\;.\;.\;.\;.\; O\,I$$
$$y = 3{,}99 \,.\, x \;.\;.\;.\;.\;.\;.\; O\,II$$

Hiernach sind die Coordinaten eines Punktes der ersten Geschwindigkeitsreihe: $x = 10\ mm$; $y = 68{,}7\ mm$; und jene eines Punktes der zweiten Geschwindigkeitsreihe: $x = 10\ mm$; $y = 39{,}9\ mm$. Durch Auftragen dieser Coordinaten und Verbindung der sich ergebenden Punkte mit dem Anfangspunkte O des Coordinatensystemes ergeben sich die beiden Geraden OI und OII als die diesen Gleichungen entsprechenden Geschwindigkeitsreihen.

Wird wieder der gegen die Angaben in der Geschwindigkeitstabelle um 13 % höhere Wert $u_1 = 125\ mm$ als maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit vorausgesetzt, also die zur x-Achse parallele Geschwindigkeitsreihe absolut variabler Umdrehungszahl AB in der Entfernung $OA = u_1 = 125\ mm$ gezogen, so schneidet dieselbe die beiden Geschwindigkeitsreihen OI und OII in den Punkten M_1 und M_2, deren Abscissen ON_1 und ON_2 die größten Durchmesser angeben, welche in der betreffenden Geschwindigkeitsreihe mit der Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125\ mm$ abgedreht werden können, nämlich: $D_1 = ON_1 = 18{,}2\ mm$ und $D_2 = ON_2 = 31{,}3\ mm$.

Es ist mithin $D_2 = ON_2 = 31{,}3\ mm$ der größte Durchmesser eines schmiedeisernen Bolzens, der, unter Einhaltung der Geschwindigkeit $u_1 = 125\ mm$ als obere Grenze, überhaupt auf dieser Bolzendrehbank noch abgedreht werden kann. Hierbei läuft der Riemen am Spindelstock auf der großen und am Deckenvorgelege auf der kleinen Scheibe.

Alle anderen Durchmesser von dem maximalen $D_2 = ON_2 = 31{,}3\ mm$ herab, werden bei der nämlichen Riemenlage, also in der nämlichen Geschwindigkeitsreihe OII mit kleineren Schnittgeschwindigkeiten gedreht werden, und zwar mit den durch die verticalen Schraffierungslinien zwischen N_2 und N_1 eingezeichneten Schnittgeschwindigkeiten. Hierbei wird man den Riemen solange in dieser Lage behalten, bis zu jenem Bolzendurchmesser, der endlich beim Umlegen des Riemens auf die beiden anderen Scheiben, also bei der größeren minutlichen Umdrehungszahl $n_1 = 131{,}25$, d. i. in der Geschwindigkeitsreihe OI mit der maximalen anzuwendenden Geschwindigkeit $u_1 = 125\ mm$ abgedreht wird. Es ist dies der Durchmesser $D_1 = ON_1 = 18{,}2\ mm$, für welchen sich eben in der Geschwindigkeitsreihe OI die Geschwindigkeit $N_1 M_1 = u_1$ ergibt.

Von $D_2 = ON_2 = 31{,}3\ mm$ bis $D_1 = ON_1 = 18{,}2\ mm$ werden sohin alle zwischenliegenden Durchmesser in der Geschwindigkeitsreihe $O\,II$ und ferner alle Durchmesser von $D_1 = ON_1 = 18{,}2\ mm$ herab bis zum kleinsten Durchmesser in der Geschwindigkeitsreihe $O\,I$ abgedreht, und zwar letztere wieder mit den durch die verticalen Schraffierungslinien zwischen N_1 und O eingezeichneten, gegen Null hin abnehmenden Schnittgeschwindigkeiten. Hiernach wird von der Geschwindigkeitsreihe $O\,II$ nur der Theil $M_2 M'_1$ und von der Geschwindigkeitsreihe $O\,I$ der Theil von M_1 bis O ausgenützt.

Die Schnittgeschwindigkeit $N_1 M_1'$ ist die kleinste, welche in der Geschwindigkeitsreihe $O\,II$ zur Anwendung kommt, indem sie mit jener $N_1 M_1$ zusammenfällt, welche als die zur Anwendung zulässige maximale Schnittgeschwindigkeit in der vorhergehenden Geschwindigkeitsreihe erscheint.

Die auf diesem Wege zu Stande gekommene Fig. 1, Taf. XXXIX, welche nunmehr mit einem Blicke sämmtliche Geschwindigkeitsverhältnisse des Antriebes der in Rede stehenden Bolzendrehbank ersehen lässt, ist das Geschwindigkeitsdiagramm dieser Maschine.

Hat die Maschine einen Antrieb, in welchem Stufenscheiben mit drei verschiedenen Durchmessern vorkommen, so enthält das Geschwindigkeitsdiagramm drei Geschwindigkeitsreihen, deren Gleichungen sich für die betreffenden minutlichen Umdrehungszahlen ergeben. Zur Erläuterung der sich hierbei ergebenden Geschwindigkeitsverhältnisse mit Hilfe des Geschwindigkeitsdiagrammes wollen wir die Langlochbohrmaschine, Fig. 8 und 9, Taf. XXV, in Betracht ziehen, deren rotierende Bohrspindel durch zwei gleiche Stufenscheiben mit den Durchmessern $d_1 = 300\ mm$; $d_2 = 225\ mm$; $d_3 = 150\ mm$ und durch zwei gleiche Kegelräder mit je 30 Zähnen in Umdrehung versetzt wird. Letztere übertragen die Umdrehungszahlen der horizontalen Welle der Stufenscheibe ungeändert auf die verticale Bohrspindel. Die Deckenvorgelegewelle macht $n' = 100$ minutliche Umdrehungen.

Die drei Geschwindigkeitsreihen haben nach Gl. (2 und (4 die Gleichungen

$$\left.\begin{aligned} y &= a_1 x \ldots\ldots O\,I \\ y &= a_2 x \ldots\ldots O\,II \\ y &= a_3 x \ldots\ldots O\,III \end{aligned}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots (17$$

wobei für die aufeinanderfolgenden Spindelumdrehungszahlen $n_1\ n_2\ n_3$

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= \frac{\pi n_1}{60} \\ a_2 &= \frac{\pi n_2}{60} \\ a_3 &= \frac{\pi n_3}{60} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (18$$

Die Umdrehungszahlen endlich ergeben sich aus den folgenden Gleichungen mit vorstehenden Bezeichnungen, und zwar

$$n_1 = \frac{d_1}{d_3} \cdot n' = \frac{300}{150} \cdot 100 = 200$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_2} \cdot n' = \frac{150}{150} \cdot 100 = 100$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_1} \cdot n' = \frac{150}{300} \cdot 100 = 50$$

Durch Substitution dieser Werte in die Gl. (18 ergeben sich die Constanten $a_1 = 10{,}472$; $a_2 = 5{,}235$; $a_3 = 2{,}617$; und es sind mithin die Gleichungen der Geschwindigkeitsreihen nach Einsetzung dieser Constanten in die Gl. (17

$$y = 10{,}472 \cdot x \ldots\ldots\ldots OI$$
$$y = 5{,}235 \cdot x \ldots\ldots\ldots OII$$
$$y = 2{,}617 \cdot x \ldots\ldots\ldots OIII$$

Hieraus ergibt sich für die Abscisse $x = 10\,mm$ in der ersten Geschwindigkeitsreihe ein Punkt mit der Ordinate $y = 104{,}72 \backsim 104{,}7\,mm$, dann für $x = 20\,mm$ in der zweiten Geschwindigkeitsreihe ein Punkt mit $y = 104{,}7\,mm$ und endlich für $x = 30\,mm$ ein Punkt in der dritten Geschwindigkeitsreihe mit der Ordinate $y = 78{,}5\,mm$. Die Werte für x sind in den folgenden Geschwindigkeitsreihen, behufs Ermittlung eines Punktes, deshalb größer genommen, um einen der Genauigkeit der Zeichnung entsprechend großen Wert für y zu erhalten. Man kann jedoch auch statt x zu wählen, $y = u_1 = 125\,mm$ wählen, und hiefür in jeder Reihe einen Punkt suchen, dessen Abscisse dann zugleich der größte in dieser Reihe anzuwendende Bohrerdurchmesser ist, nämlich $ON_1 = 125 : 10{,}472 = 11{,}9\,mm$; $ON_2 = 125 : 5{,}235 = 23{,}9\,mm$; $ON_3 = 125 : 2{,}617 = 47{,}8\,mm$. Durch Verbindung jedes dieser Punkte mit dem Anfangspunkte O des Coordinatensystems durch eine gerade Linie ergeben sich die drei in Fig. 2, Taf. XXXIX, gezeichneten Geschwindigkeitsreihen *OI, OII, OIII.*

Um ferner die in jeder Geschwindigkeitsreihe zur Ausnützung kommenden Geschwindigkeiten zu ersehen, ziehen wir wieder die Gerade AB parallel zur x-Achse in der Höhe $u_1 = 125\ mm$, d. i. 10 % höher als die in der Geschwindigkeitstabelle für Lochbohrmaschinen als anzuwendende vortheilhafteste mittlere Schnittgeschwindigkeit für das Bohren von Schmiedeisen angegeben ist, welche hier für das Bohren von Langlöchern in schmiedeiserne Wellen gewöhnlich als größte Schnittgeschwindigkeit in Anwendung kommt. Es ergeben sich so die Schnittpunkte $M_1\ M_2\ M_3$ deren Abscissen $O\,N_1$; $O\,N_2$; $O\,N_3$; die in jeder Reihe die Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125\ mm$ ergebenden Bohrerdurchmesser angeben. Die verticalen Schraffierungslinien geben die Schnittgeschwindigkeiten der dazwischenliegenden Bohrerdurchmesser an, welche in der ersten Reihe nach Null zu, in der zweiten Reihe bis $N_1\ M_1'$ und in der dritten Reihe bis $N_2\ M_2'$ abnehmen.

Wir haben im Vorstehenden die einfachsten Fälle benützt, um daran die Begriffe der Geschwindigkeitsreihe und des Geschwindigkeitsdiagrammes zu entwickeln und wollen nun noch eine Holzbearbeitungsmaschine, nämlich die Holzdrehbank, in Betracht ziehen.

Während sich bei der Kreissäge ungewünschte Geschwindigkeitsveränderungen durch die Abnützung des Sägeblattes aufgedrängt haben, ergeben sich solche bei den vorstehend betrachteten beiden Bolzendrehbänken in Folge des Abdrehens von Bolzen mit verschiedenen Durchmessern und bei der Langlochbohrmaschine durch die Nothwendigkeit, Löcher von verschiedenen Durchmessern zu bohren.

Ebenso ergibt sich die Geschwindigkeitsänderung bei der Holzdrehbank, weil darauf Stücke von sehr verschiedenen Durchmessern zum Abdrehen kommen. Da diese Durchmesser sämmtlich mit einer von der vortheilhaftesten nicht zu weit abweichenden Schnittgeschwindigkeit abgedreht werden sollen, wird man innerhalb der Grenzen vom größten abzudrehenden Durchmesser herab, nicht zu lange in einer Geschwindigkeitsreihe drehen, sondern durch Umlegen des Riemens bald eine solche Umdrehungszahl zu erzielen wünschen, welche wieder die vortheilhafteste Schnittgeschwindigkeit gestattet u. s. w. Man wird also noch mehr als drei verschiedene Durchmesser auf der Stufenscheibe anwenden.

Thatsächlich werden die Holzdrehbänke gewöhnlich mit vier verschiedenen Durchmessern an der Stufenscheibe ausgeführt, wie in Fig. 8, Taf. I, noch besser aber mit fünf verschiedenen Durchmessern. Das Geschwindigkeitsdiagramm enthält in ersterem Falle 4, in letzterem aber 5 Geschwindigkeitsreihen.

In Fig. 3, Taf. XXXVIII, ist das Geschwindigkeitsdiagramm für die Holzdrehbank mit vier verschiedenen Durchmessern an den gleich großen Stufenscheiben am Spindelstock und Deckenvorgelege für die maximale anzuwendende Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 4\,m$ pro Secunde in gleichem Maßstabe für die Abscissen und Ordinaten in (1 : 50) der wahren Größe gezeichnet und zwar für die Durchmesser: $d_1 = 360\,mm$; $d_2 = 300\,mm$; $d_3 = 240\,mm$; $d_4 = 180\,mm$ bei der minutlichen Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 150$.

Entsprechend den minutlichen Umdrehungszahlen der Drehbankspindel

$$n_1 = \frac{d_1}{d_4} \cdot n' = \frac{360}{180} \cdot 150 = 300$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_3} \cdot n' = \frac{300}{240} \cdot 150 = 187{,}5$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_2} \cdot n' = \frac{240}{300} \cdot 150 = 120$$

$$n_4 = \frac{d_4}{d_1} \cdot n' = \frac{180}{360} \cdot 150 = 75$$

sind die Gleichungen der 4 Geschwindigkeitsreihen

$$y = \left(\frac{\pi n_1}{60}\right) \cdot x = 15{,}71 \cdot x \quad \ldots\ldots \; OI$$

$$y = \left(\frac{\pi n_2}{60}\right) \cdot x = 9{,}82 \cdot x \quad \ldots\ldots \; OII$$

$$y = \left(\frac{\pi n_3}{60}\right) \cdot x = 6{,}28 \cdot x \quad \ldots\ldots \; OIII$$

$$y = \left(\frac{\pi n_4}{60}\right) \cdot x = 3{,}93 \cdot x \quad \ldots\ldots \; OIV$$

Es ergibt sich in der Geschwindigkeitsreihe OIV der Durchmesser des größten Arbeitsstückes, z. B. Riemenscheibenmodelles, welches noch mit der Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 4\,m$ abgedreht werden kann: $D_4 = ON_4 = 0{,}255\,m$. Alle kleineren Durchmesser bis zu jenem: $D_3 = ON_3 = 0{,}407\,m$ werden mit abnehmender Schnittgeschwindigkeit gedreht, bis eben bei einem Arbeitsstück vom Durchmesser D_3 der Riemen auf die nächste Stufe gelegt wird u. s. f.

Haben die Stufenscheiben einer Holzdrehbank, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XXXVII, skizziert, fünf Stufen verschiedener Durchmesser, so erhält die Drehbankspindel fünf verschiedene minutliche Umdrehungszahlen und diesen entsprechend enthält das Geschwindigkeitsdiagramm fünf Geschwindigkeitsreihen. In Fig. 4, Taf. XXXVIII, sind diese Geschwindig-

keitsreihen für die minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 140$ und für die Stufendurchmesser: $d_1 = 347\ mm$; $d_2 = 289\ mm$; $d_3 = 231\ mm$; $d_4 = 173\ mm$; $d_5 = 115\ mm$, also für die Umdrehungszahlen:

$$n_1 = \frac{d_1}{d_5} \cdot n' = 420$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_4} \cdot n' = 234$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_3} \cdot n' = 140$$

$$n_4 = \frac{d_4}{d_2} \cdot n' = 84$$

$$n_5 = \frac{d_5}{d_1} \cdot n' = 47$$

nach den Gleichungen

$$y = \left(\frac{\pi n_1}{60}\right) \cdot x = 22 \cdot x \quad \ldots\ldots \quad O\,I$$

$$y = \left(\frac{\pi n_2}{60}\right) \cdot x = 12{,}3 \cdot x \quad \ldots\ldots \quad O\,II$$

$$y = \left(\frac{\pi n_3}{60}\right) \cdot x = 7{,}3 \cdot x \quad \ldots\ldots \quad O\,III$$

$$y = \left(\frac{\pi n_4}{60}\right) \cdot x = 4{,}4 \cdot x \quad \ldots\ldots \quad O\,IV$$

$$y = \left(\frac{\pi n_5}{60}\right) \cdot x = 2{,}5 \cdot x \quad \ldots\ldots \quad O\,V$$

gezeichnet, wobei wie im vorher betrachteten Geschwindigkeitsdiagramm der Holzdrehbank mit 4 Stufendurchmessern die Neigungswinkel der Geschwindigkeitsreihen in wahrer Größe beibehalten wurden. Der Maßstab für die Ordinaten und Abscissen ist somit gleich und passend in (1 : 50) der wahren Größe angenommen.

Wenn wieder die Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 4\ m$ pro Secunde nicht übersteigen soll, so ziehen wir die Gerade AB in der Entfernung $u_1 = OA = 4000\ mm$ vom Anfangspunkte O parallel zur Achse Ox. Die Schnittpunkte $M_1 M_2 M_3 M_4 M_5$ der fünf Geschwindigkeitsreihen mit dieser Geraden ergeben in den zugehörigen Abscissen die Durchmesser ON_1; ON_2; ON_3; ON_4 und ON_5, welche der Reihe nach durch Umlegen des Riemens auf die betreffende Stufe des Riemenconuses mit der Schnittgeschwindigkeit von $4\ m$ pro Secunde abgedreht würden. Über

diese Punkte hinaus dürfen die Geschwindigkeitsreihen jetzt nicht verwendet werden, da sie sonst eine 4 *m* pro Secunde übersteigende Schnittgeschwindigkeit ergeben würden.

Man könnte nun alle Durchmesser von $D = 0$ bis $D = ON_5$ in der Geschwindigkeitsreihe OV drehen. Man müsste dies thun, wenn in der Maschine nur diese eine Geschwindigkeitsreihe vorhanden wäre. Hiebei würde für $D = 0$ auch $u = 0$ sein, mit $x = D$ nach der Gleichung der Geschwindigkeitsreihe OV die Schnittgeschwindigkeit wachsen, bei $D = ON_5$ endlich $u = 4\,m$ betragen.

Nachdem aber fünf Geschwindigkeitsreihen vorhanden sind, so wird man die Reihe OV von $D = ON_5$ nur so weit nach abwärts gehend benützen, so lange als die Geschwindigkeitsreihe OIV das Drehen mit der Geschwindigkeit von 4 *m* noch nicht gestattet. Es wird also die Geschwindigkeitsreihe OV nur von M_5 bis M'_4 in Verwendung kommen müssen, da man einen Gegenstand vom Durchmesser ON_4 schon wieder in der Geschwindigkeitsreihe OIV mit der nicht zu überschreitenden Geschwindigkeit von 4 *m* pro Secunde drehen kann.

So weiter gehend findet man, dass von der Geschwindigkeitsreihe OIV nur die Strecke $M_4M'_3$, von jener $OIII$ nur die Strecke $M_3M'_2$, von jener OII nur die Strecke $M_2M'_1$ in Verwendung kommen muss, und endlich, dass alle Durchmesser von ON_1 bis O in der Geschwindigkeitsreihe OI also von M_1 bis O zu drehen sind, da außer dieser keine mehr vorhanden ist. ON_5 ist der größte Durchmesser, welcher auf dieser Holzdrehbank noch mit der Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 4\,m$ pro Secunde abgedreht werden kann.

Die Ordinaten $N_1M'_1$, $M_2M'_2$, $N_3M'_3$, $N_4M'_4$ stellen die kleinsten Schnittgeschwindigkeiten vor, welche sich in den einzelnen Geschwindigkeitsreihen ergeben.

Wird jedoch $u_1 = 8\,m$ pro Secunde als zulässige maximale Schnittgeschwindigkeit angenommen, dann hat man nur die Geschwindigkeitsreihe AB der absolut veränderlichen Umdrehungszahl n für die Schnittgeschwindigkeit von 8 *m* pro Secunde, also in der Entfernung $OA = 8000\,mm$ zu ziehen, um dem soeben bei $OA = 4\,m$ auseinandergesetzten Vorgange folgend, sofort wieder das entsprechende Geschwindigkeitsdiagramm zu erhalten. Man hat aber gar nicht nöthig, hiefür ein neues Diagramm zu zeichnen, da das für $u_1 = 4\,m$ gezeichnete auch schon für $u_1 = 8\,m$ gilt, sobald man nur den Maßstab für u und D, beziehungsweise y und x ändert und statt in (1 : 50)

nunmehr in (1 : 100) der wahren Größe misst. Es ist dann wieder ON_5 der größte Durchmesser der auf dieser Holzdrehbank mit der Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 8\ m$ pro Secunde abgedreht werden kann, nur ist er diesmal in (1 : 100) der wahren Größe aufgetragen.

Hieraus folgt, dass auch bei $u_1 = 8\ m$ dasselbe Verhältnis der kleinsten Schnittgeschwindigkeiten zu einander und zu u_1 aufrecht bleibt, wie es für $u_1 = 4\ m$ besteht. Es folgt aber daraus auch ferner, dass das Gesetz des Geschwindigkeitsdiagrammes stets dasselbe bleibt, wohin auch immer die Gerade AB, d. i. die Geschwindigkeitsreihe der absolut veränderlichen Umdrehungszahl gelegt werden möge. Es ändern sich dabei nur die absoluten Größen, die Verhältnisse derselben untereinander bleiben aber unverändert.

Man könnte auch Schmiedeisen auf dieser Drehbank abdrehen. Um zu sehen, welche Durchmesser man hievon drehen kann und welche Schnittgeschwindigkeiten erzielt werden, zieht man die Geschwindigkeitsreihe ab der absolut veränderlichen Umdrehungszahl n für die größte noch anzuwendende zulässige Schnittgeschwindigkeit, z. B. für die maximale Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125\ mm$ pro Secunde, also in der Entfernung $Oa = 125\ mm$ und verfährt wie bei $u_1 = 4\ m$ angegeben wurde, wonach sich das in Fig. 5, Taf. XXXVIII, gezeichnete Geschwindigkeitsdiagramm ergibt.

Wir kommen so von der Holzdrehbank auf die Eisen- und Metalldrehbank, welche außer der Stufenscheibe noch ein ausrückbares Rädervorgelege am Spindelstock besitzt. Ist das Rädervorgelege ausgerückt, so ergeben sich wie bei der vorstehend betrachteten Holzdrehbank soviel Geschwindigkeitsreihen, als die Stufenscheibe verschiedene Durchmesser besitzt. Wird das Rädervorgelege eingerückt, so ergeben sich nochmals eben so viele Geschwindigkeitsreihen mit den der Räderübersetzung entsprechend verringerten Umdrehungszahlen.

Man erhält sohin bei Anwendung eines ausrückbaren Rädervorgeleges doppelt so viel Geschwindigkeitsreihen, als die Stufenscheibe verschiedene Durchmesser besitzt.

Sind zwei von einander unabhängige ausrückbare Rädervorgelege vorhanden, oder besitzt der Antrieb außer dem ausrückbaren Rädervorgelege noch eine auswechselbare Räderübersetzung, so erhält man dreimal so viele Geschwindigkeitsreihen, als die Stufenscheibe verschiedene Durchmesser besitzt.

In Fig. 6, Taf. XXXVIII, ist das Geschwindigkeitsdiagramm

einer Supportdrehbank mit einem ausrückbaren Rädervorgelege dargestellt und zwar für die Zähnezahlen der Übersetzungsräder $z_1 = 15$; $z_2 = 47$; $z_3 = 15$; $z_4 = 47$ und für die Durchmesser der am Spindelstock und Deckenvorgelege gleichen Stufenscheiben $d_1 = 238\ mm$; $d_2 = 173\ mm$; $d_3 = 108\ mm$, mit einer minutlichen Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 80$. Hierbei sind wie in allen folgenden Geschwindigkeitsdiagrammen die Neigungswinkel der Geschwindigkeitsreihen in wahrer Größe beibehalten, während die Coordinaten im verjüngten Maßstabe von (1 : 2) der wahren Größe eingetragen sind.

Wird die Räderübersetzung mit i bezeichnet, wobei

$$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{15}{47} \cdot \frac{15}{47} = \frac{1}{9{,}82} = 0{,}102$$

ist, so ergeben sich die minutlichen Umdrehungszahlen der Drehbankspindel

$$n_1 = \frac{d_1}{d_3} \cdot n' = 176{,}3$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_2} \cdot n' = 80$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_1} \cdot n' = 36{,}3$$

$$n_4 = i \cdot n_1 = 18$$

$$n_5 = i \cdot n_2 = 8{,}2$$

$$n_6 = i \cdot n_3 = 3{,}7$$

und hiefür die Gleichungen der sechs Geschwindigkeitsreihen

$$y = \left(\frac{\pi n_1}{60}\right) \cdot x = 9{,}23 \cdot x \quad \ldots\ldots\ OI$$

$$y = \left(\frac{\pi n_2}{60}\right) \cdot x = 4{,}19 \cdot x \quad \ldots\ldots\ OII$$

$$y = \left(\frac{\pi n_3}{60}\right) \cdot x = 1{,}90 \cdot x \quad \ldots\ldots\ OIII$$

$$y = \left(\frac{\pi n_4}{60}\right) \cdot x = 0{,}942 \cdot x \quad \ldots\ldots\ OIV$$

$$y = \left(\frac{\pi n_5}{60}\right) \cdot x = 0{,}430 \cdot x \quad \ldots\ldots\ OV$$

$$y = \left(\frac{\pi n_6}{60}\right) \cdot x = 0{,}194 \cdot x \quad \ldots\ldots\ OVI.$$

Die drei Geschwindigkeitsreihen *OI*, *OII* und *OIII* sind jene bei ausgerücktem Rädervorgelege, die übrigen drei, *OIV*, *OV*, *OVI* jene bei eingerücktem Rädervorgelege.

Die Geschwindigkeitsreihen sind ziemlich gleich weit auseinander gerückt und das Verhältnis der kleinsten Schnittgeschwindigkeit u_2 zur größten Schnittgeschwindigkeit u_1 ist in jeder einzelnen Geschwindigkeitsreihe nahezu dasselbe. Es ist z. B. in der Geschwindigkeitsreihe *OV* die kleinste Schnittgeschwindigkeit $N_4 M_4' = u_2$ für die maximale Schnittgeschwindigkeit $N_5 M_5 = N_4 M_4 = u_1$ sehr wenig verschieden von der kleinsten Schnittgeschwindigkeit $N_5 M_5'$ in der Geschwindigkeitsreihe *OVI* oder von jener $N_3 M_3'$ in der Reihe *OIV* u. s. f.

Das ausrückbare Rädervorgelege hat somit eine zur Abstufung der verschiedenen Durchmesser an der Stufenscheibe annähernd im richtigen Verhältnisse stehende Räderübersetzung.

Das Geschwindigkeitsdiagramm ist in dem mit „Schmiedeisen" bezeichneten stark ausgezogenen Linienzuge für die maximale Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 125$ *mm* und in dem mit „Gusseisen" bezeichneten Linienzuge für die maximale Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 52$ *mm* gezeichnet.

Es kann jedoch die Räderübersetzung i des ausrückbaren Rädervorgeleges auch von dem vorstehend als annähernd richtig bezeichneten Verhältnisse abweichend, so ausgeführt werden, dass die sechs Geschwindigkeitsreihen nicht annähernd gleich weit auseinander gerückt oder gleichmäßig über die Diagrammfläche vertheilt sind. Eine viel größere Räderübersetzung im ausrückbaren Rädervorgelege bedingt es, dass die drei Geschwindigkeitsreihen bei eingerücktem Rädervorgelege von jenen bei ausgerücktem Rädervorgelege weiter weg liegen, wie in Fig. 7, Taf. XXXVII, skizziert ist, wogegen bei einer viel kleineren Räderübersetzung die beiden Gruppen oder Büschel von Geschwindigkeitsreihen näher zusammengerückt sind, wie in Fig. 8, Taf. XXXVII, skizziert ist.

Im ersten Falle (Fig. 7, Taf. XXXVII) bestreichen die Geschwindigkeitsreihen ein weiteres Feld. Man ist sohin in der Lage, größere Durchmesser mit derselben zulässigen maximalen Schnittgeschwindigkeit zu drehen, dafür aber wird eine große Zahl von Durchmessern in der weiter weggerückten Geschwindigkeitsreihe *OIV* mit sehr geringer und daher unvortheilhafter Schnittgeschwindigkeit bearbeitet.

Diese Anordnung hat nur dann ihre Berechtigung, wenn die Geschwindigkeitsreihe *OIV*, wie bei einer Eisenbahnwagen- und Locomotiv-Räderdrehbank, in dem Theile von der vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeit abwärts bis M_3' gar nicht benöthigt wird.

Im zweiten Falle (Fig. 8, Taf. XXXVII) ist die Geschwindigkeitsreihe *OIV* nicht recht auszunützen, und daher eine oder die andere

der zwei einander zu nahe gerückten Geschwindigkeitsreihen nahezu überflüssig, während bei einer gleichmäßigen Vertheilung der zwischen *OI* und *OVI* liegenden Geschwindigkeitsreihen in jeder Reihe die minimale Schnittgeschwindigkeit etwas größer ausfällt und sohin die Geschwindigkeitsverhältnisse mehr ökonomisch würden. Ein Geschwindigkeitsdiagramm ist also jedenfalls schlecht zu nennen, wenn es die Verhältnisse der Fig. 8, Taf. XXXVIII, aufweist.

Wir bezeichnen deshalb als ein normales Geschwindigkeitsdiagramm dasjenige, in welchem jede Geschwindigkeitsreihe gleich ausgenützt ist, welches also bei bestimmter maximaler Schnittgeschwindigkeit u_1 in jeder Geschwindigkeitsreihe dieselbe minimale Schnittgeschwindigkeit u_2 aufweist, wie in Fig. 9, Taf. XXXVII. In diesem Diagramm liegen sämmtliche Punkte $M_1' M_2' \ldots M_5'$, welche die minimalen Schnittgeschwindigkeiten begrenzen, in einer zur x-Achse parallelen Geraden $A_1 B_1$ ebenso wie die Punkte $M_1 M_2 \ldots M_6$, welche die maximalen Schnittgeschwindigkeiten begrenzen in der zur x-Achse parallelen Geraden Linie AB liegen.

Es bilden mithin die beiden Geschwindigkeitsreihen absolut veränderlicher Umdrehungszahl AB und $A_1 B_1$ deren Gleichungen

$$y = u_1 = OA \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots AB$$
$$y = u_2 = OA_1 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots A_1 B_1$$

sind, die Grenzen der Schnittgeschwindigkeiten des normalen Geschwindigkeitsdiagrammes.

Je näher diese beiden Grenzen einander gerückt sind, je mehr sich also das Verhältnis $K = (u_2 : u_1)$ der Einheit nähert oder je größer der absolute Wert dieses Verhältnisses ist, desto mehr nähern sich sämmtliche Schnittgeschwindigkeiten der vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeit, desto günstiger arbeitet die betreffende Werkzeugmaschine mit Rücksicht auf die zur Bearbeitung einer Fläche von bestimmten Dimensionen erforderliche Zeit.

Je weiter dagegen diese beiden Grenzen auseinander liegen, je kleiner also das Verhältnis $K = (u_2 : u_1)$ ist, desto weiter entfernen sich sämmtliche Schnittgeschwindigkeiten von der vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeit, desto ungünstiger arbeitet die betreffende Werkzeugmaschine, da sie ihre Arbeit oft mit zu großer, noch öfter aber mit zu kleiner Schnittgeschwindigkeit verrichtet.

Das Geschwindigkeitsdiagramm setzt uns somit in die Lage, ein klares Bild der Geschwindigkeitsverhältnisse einer fertig vorliegenden

Werkzeugmaschine zu gewinnen; es weist uns aber auch den Weg an, welcher einzuschlagen ist, um die Geschwindigkeitsverhältnisse einer neu zu erbauenden Werkzeugmaschine, den an dieselbe gestellten Anforderungen entsprechend, anzuordnen.

Im Nachstehenden sind die Bedingungen eines normalen Geschwindigkeitsdiagrammes in möglichster Kürze entwickelt.

Es seien *OII* und *OIII* in Fig. 10, Taf. XXXVII, zwei beliebige, jedoch aufeinander folgende Geschwindigkeitsreihen eines normalen Geschwindigkeitsdiagrammes, die zugehörigen minutlichen Spindelumdrehungszahlen n_2 und n_3, also die Gleichungen dieser beiden Geschwindigkeitsreihen:

$$y = \left(\frac{\pi n_2}{60}\right) . x \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad OII$$

$$y = \left(\frac{\pi n_3}{60}\right) . x \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad OIII.$$

Ferner sei AB die in der Entfernung $OA = u_1$ zur x-Achse parallel gezogene Geschwindigkeitsreihe absolut veränderlicher Umdrehungszahl für die größte zulässige Schnittgeschwindigkeit u_1 und somit $N_2 M_2 = u_1$ die maximale Schnittgeschwindigkeit in der Geschwindigkeitsreihe *OII*. Die Strecke $N_2 M_2'$ ist dann die kleinste in der Geschwindigkeitsreihe *OIII* zur Verwendung kommende Schnittgeschwindigkeit u_2 und die durch M_2' gezogene, zur x-Achse OD parallele Gerade ist die Geschwindigkeitsreihe absolut veränderlicher Umdrehungszahl für die kleinste Schnittgeschwindigkeit $u_2 = N_2 M_2'$.

Die beiden Coordinaten $N_2 M_2 = u_1$ und $N_2 M_2' = u_2$ ergeben sich für die nämliche Abscisse $x = ON_2$ aus den Gleichungen der beiden Geschwindigkeitsreihen, und zwar aus jener *OII*

$$N_2 M_2 = \left(\frac{\pi n_2}{60}\right) . ON_2$$

und aus jener *OIII*

$$N_2 M_2' = \left(\frac{\pi n_3}{60}\right) . ON_2$$

Durch Division dieser beiden Gleichungen erhält man ferner

$$\frac{N_2 M_2'}{N_2 M_2} = \frac{n_3}{n_2}$$

und weil nun $N_2 M_2' = u_2$ und $N_2 M_2 = u_1$ ist, erhält man auch

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{n_3}{n_2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (19$$

Es folgt hieraus der Lehrsatz, dass das Verhältnis der kleinsten Schnittgeschwindigkeit einer Geschwindigkeitsreihe zur größten Schnitt-

geschwindigkeit der vorhergehenden Geschwindigkeitsreihe gleich ist dem Verhältnisse der Umdrehungszahlen dieser Geschwindigkeitsreihen.

Was nun hier für zwei beliebig gewählte Geschwindigkeitsreihen nachgewiesen wurde, muss beim normalen Geschwindigkeitsdiagramm für die nämlichen Werte von u_2 und u_1 durchaus für je zwei aufeinander folgende Geschwindigkeitsreihen gelten und es ist somit die Gleichung

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_4}{n_3} = \frac{n_5}{n_4} = \text{&c.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20$$

die Grundbedingung eines normalen Geschwindigkeitsdiagrammes.

Das Verhältnis

$$\frac{u_2}{u_1} = K \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (21$$

ist das dem jeweilig in Betracht stehenden normalen Geschwindigkeitsdiagramme eigenthümliche constante Geschwindigkeitsverhältnis.

Untersucht man nun die verschiedenen Antriebe mit rotierender Spindel und Stufenscheibe auf Grund der Gleichung (20, so findet man zunächst, dass diese Bedingung bei einer Maschine mit rotierender Spindel, ohne ausrückbarem Rädervorgelege oder auswechselbare Räderübersetzung, mit drei verschiedenen Durchmessern d_1 d_2 d_3 an der Stufenscheibe stets erfüllt ist und hierbei

$$\frac{d_3}{d_1} = K \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (22$$

wird, wenn d_3 den kleinsten und d_1 den größten Durchmesser der Stufenscheibe bezeichnet.*)

*) Es ist nämlich, wenn n' die minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges und n_1 n_2 n_3 die minutlichen Umdrehungszahlen des Arbeitsstückes oder Werkzeuges, also überhaupt der rotierenden Spindel bezeichnen:

$$n_1 = \frac{d_1}{d_3} \cdot n'$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_2} \cdot n' = n'$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_1} \cdot n'$$

und somit nach obigen Gl. (20 und (21

$$K = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2}$$

daher nach Substitution der vorstehenden Werte für n_1 und n_2 auch

$$K = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_3}{d_1},$$

welchen auch die Substitution von n_2 und n_3 ergibt.

Der Durchmesser der mittleren Stufe d_2 hat keinen Einfluss auf die Gleichförmigkeit des Geschwindigkeitsdiagrammes und braucht nur wegen der Beibehaltung nahezu constanter Riemenlänge der Mittelwert von d_1 und d_3 zu sein, nämlich

$$d_2 = \frac{d_1 + d_3}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (23$$

Für eine Maschine mit rotierender Spindel, ohne ausrückbarem Rädervorgelege oder auswechselbarer Räderübersetzung, mit vier verschiedenen Durchmessern d_1 d_2 d_3 d_4 an der Stufenscheibe, ergeben sich folgende zwei Bedingungsgleichungen:

$$\frac{d_4}{d_1} = K\sqrt{K} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (24$$

$$\frac{d_3}{d_2} = \sqrt{K} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (25$$

wenn d_1 d_2 d_3 d_4 die aufeinander folgenden Stufendurchmesser von der größten zur kleinsten Stufe gehend bezeichnen.*)

*) Es ergeben sich nämlich für die minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges n' die aufeinander folgenden Umdrehungszahlen der Spindel von der größten zur kleinsten übergehend

$$n_1 = \frac{d_1}{d_4} \cdot n'$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_3} \cdot n'$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_2} \cdot n'$$

$$n_4 = \frac{d_4}{d_1} \cdot n'$$

und hieraus

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{d_4}{d_1}$$

$$\frac{n_3}{n_2} = \frac{d_3}{d_2} \cdot \frac{d_3}{d_2} = \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2$$

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{d_4}{d_1} \cdot \frac{d_2}{d_3}$$

Die erste und dritte Gleichung sind rechts vom Gleichheitszeichen identisch und liefern sohin nur die eine Bedingungsgleichung

$$K = \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{d_4}{d_1}$$

wogegen die zweite Gleichung die Bedingungsgleichung

$$K = \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2$$

ergibt.

Für eine ebensolche Maschine jedoch mit fünf verschiedenen Durchmessern $d_1\ d_2\ d_3\ d_4\ d_5$ an der Stufenscheibe ist wieder der Durchmesser der mittleren Stufe d_3 ohne Einfluss auf die Gleichförmigkeit des Geschwindigkeitsdiagrammes; für die übrigen vier Stufen aber ergeben sich folgende zwei Bedingungsgleichungen:

$$\frac{d_5}{d_1} = K^2 \quad \ldots \quad (26$$

$$\frac{d_4}{d_2} = K \quad \ldots \quad (27$$

wenn wieder $d_1\ d_2\ d_3\ d_4\ d_5$ die aufeinander folgenden Durchmesser von der größten zur kleinsten Stufe gehend bezeichnen.*)

Durch Umkehrung der letzten Gleichung erhält man nun

$$\frac{d_3}{d_2} = \sqrt{K}$$

und wenn man diesen Wert in die vorhergehende Gleichung substituiert

$$K = \frac{1}{\sqrt{K}} \cdot \frac{d_4}{d_1}$$

Hieraus folgt endlich

$$\frac{d_4}{d_1} = K\sqrt{K}.$$

*) Für die minutliche Umdrehungszahl n' ergeben sich die minutlichen Umdrehungszahlen der Spindel von der größten zur kleinsten fortschreitend:

$$n_1 = \frac{d_1}{d_5} \cdot n'$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_4} \cdot n'$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_3} \cdot n' = n'$$

$$n_4 = \frac{d_4}{d_2} \cdot n'$$

$$n_5 = \frac{d_5}{d_1} \cdot n'$$

Hiermit ergeben sich die Verhältnisse

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_2}{d_4} \cdot \frac{d_5}{d_1}$$

$$\frac{n_3}{n_2} = \frac{d_4}{d_2}$$

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{d_4}{d_2}$$

$$\frac{n_5}{n_4} = \frac{d_5}{d_1} \cdot \frac{d_2}{d_4}$$

Hiernach geben die wegen Beibehaltung nahezu constanter Riemenlänge in der Regel angewendeten Stufenscheiben mit gleichförmiger Abstufung, also mit constanter Differenz der Durchmesser der aufeinander folgenden Stufen, mit Ausnahme der Stufenscheibe mit nur drei verschiedenen Durchmessern, in Folge der Außerachtlassung der Gl. (25 und (27, kein vollständig normales Geschwindigkeitsdiagramm. Die sich ergebenden Differenzen in den kleinsten Schnittgeschwindigkeiten der einzelnen Geschwindigkeitsreihen sind jedoch gering und für die Anwendung nicht von besonderer Bedeutung, wie aus den Diagrammen Fig. 4 bis 6, Taf. XXXVIII, und Fig. 4 bis 7, Taf. XXXIX, ersichtlich ist, welche sämmtlich Stufenscheiben mit gleichförmiger Abstufung zur Grundlage haben.

Diese Differenzen der kleinsten Schnittgeschwindigkeiten in den aufeinander folgenden Geschwindigkeitsreihen fallen umso kleiner aus, je kleiner die Abstufung der Scheibendurchmesser ist. Es nähert sich also bei Einhaltung constanter Abstufung das Geschwindigkeitsdiagramm umsomehr dem normalen, je größer das Geschwindigkeitsverhältnis K ist. Für $K = 0{,}81$ ergibt sich bereits eine so kleine Abweichung vom normalen Geschwindigkeitsdiagramm, dass schon die Abrundung auf ganze Millimeter auf constante Abstufung führt, weil z. B. der Wert $d_3 : d_2 = 0{,}9007$ welcher sich bei constanter Abstufung ergibt, von jenem nach Gl. (25 nämlich $d_3 : d_2 = \sqrt{K} = 0{,}9$ nur mehr in der vierten Decimalstelle wesentlich verschieden ist.

An Stelle der gleichförmigen Abstufung, d. i. der constanten Differenz der aufeinander folgenden Durchmesser einer Stufenscheibe, kann man zu den Gleichungen (24 bis (27 noch die Gleichung constanter Summe der

---

Die erste und vierte dieser Gleichungen sind identisch, und ebenso die zweite und dritte. Es bleiben somit, wenn für das Verhältnis der Umdrehungszahl die Constante K gesetzt wird, die beiden Bedingungsgleichungen:

$$K = \frac{d_2}{d_4} \cdot \frac{d_5}{d_1}$$

$$K = \frac{d_4}{d_2}$$

woraus durch Umkehrung aus der letzten Gleichung

$$\frac{d_4}{d_2} = K$$

und aus der vorletzten Gleichung

$$\frac{d_5}{d_1} = K \cdot \frac{d_4}{d_2} = K^2$$

sich ergibt.

Durchmesser je zweier zusammenarbeitender Stufen hinzunehmen, wonach sich alle Durchmesser sofort den Bedingungsgleichungen des normalen Geschwindigkeitsdiagrammes entsprechend berechnen lassen.

Zu den vorgenannten in den Gl. (22 bis (27 ausgedrückten Bedingungen kommen bei Anwendung eines ausrückbaren Rädervorgeleges für die Räderübersetzung desselben

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (28$$

noch die nachstehenden Bedingungsgleichungen*) hinzu und zwar:

a) für drei verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe

$$i_1 = K^3 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (29$$

b) für vier verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe

$$i_1 = K^4 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (30$$

c) für fünf verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe

$$i_1 = K^5 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (31$$

Ist die Maschine außer mit einem ausrückbaren Rädervorgelege auch noch mit einer auswechselbaren Räderübersetzung versehen, wobei, wenn letztere eingerückt ist, an Stelle der Räderübersetzung i_1 des ausrückbaren Rädervorgeleges die Räderübersetzung i_2 tritt, so kann die Anordnung im Hinblick auf die Ergebnisse

---

*) Bei drei verschiedenen Durchmessern an der Stufenscheibe kommen zu den Umdrehungszahlen $n_1\ n_2\ n_3$ jene bei eingerücktem Rädervorgelege $n_4\ n_5\ n_6$, und zwar ist mit den früheren Bezeichnungen

$$n_3 = \frac{d_3}{d_1} \cdot n'$$

$$n_4 = i_1 \cdot n_1 = i_1 \cdot \frac{d_1}{d_3} \cdot n'$$

mithin das Geschwindigkeitsverhältnis

$$K = \frac{n_4}{n_3} = i_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^2,$$

woraus sich die Räderübersetzung i_1 ergibt

$$i_1 = K \cdot \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2,$$

und hieraus ergibt sich durch Substitution des Wertes für $\frac{d_3}{d_1}$ aus Gl. (22 die obige Gl. (29, nämlich

$$i_1 = K^3.$$

Ebenso ergibt sich die Gl. (30 aus dem Verhältnisse von n_4 und n_5 und die Gl. (31 aus dem Verhältnisse von n_3 und n_6 bei vier, beziehungsweise fünf verschiedenen Durchmessern an der Stufenscheibe.

der Untersuchung über die Geschwindigkeitsdiagramme auf verschiedene Art durchgeführt werden.

Man erhält zunächst ein Büschel von Geschwindigkeitsreihen bei ausgerücktem Rädervorgelege und ausgerückter auswechselbarer Räderübersetzung. Die Zahl der Geschwindigkeitsreihen dieses Büschels ist gleich der Anzahl verschiedener Durchmesser an der Stufenscheibe. Ebenso erhält man ein Büschel mit der gleichen Anzahl Geschwindigkeitsreihen bei eingerücktem Rädervorgelege und endlich ein drittes Büschel von der gleichen Anzahl Geschwindigkeitsreihen bei ausgerücktem Rädervorgelege und eingerückter auswechselbarer Räderübersetzung.

Handelt es sich dabei um eine gewöhnliche Drehbank, so wird die Größe der Räderübersetzungen derart zu ermitteln sein, dass sich sämmtliche drei Büschel zu einem einzigen normalen Geschwindigkeitsdiagramm Fig. 1, Taf. XL, vereinigen, in welchem die Geschwindigkeitsreihen so über die ganze Diagrammfläche gleichmäßig vertheilt sind, dass alle von der nämlichen größten Schnittgeschwindigkeit u_1 bis zur nämlichen kleinsten Schnittgeschwindigkeit u_2 herab ausgenützt werden, also für je zwei aufeinander folgende Geschwindigkeitsreihen das nämlich constante Geschwindigkeitsverhältnis

$$K = \frac{u_2}{u_1}$$

vorhanden ist.

In diesem Falle treten zu den Bedingungsgleichungen (22 bis (31 noch die folgenden*) für die Räderübersetzung i_2, und zwar

*) Die erste Geschwindigkeitsreihe mit der Räderübersetzung i_2 ist bei drei verschiedenen Durchmessern an der Stufenscheibe jene für die minutliche Spindelumdrehungszahl n_7, nämlich

$$n_7 = i_2 . n_1 = i_2 . \frac{d_1}{d_3} . n'$$

und die letzte Geschwindigkeitsreihe mit der Räderübersetzung i_1 jene für die Umdrehungszahl n_6, nämlich

$$n_6 = i_1 . n_3 = i_1 . \frac{d_3}{d_1} . n'$$

und weil das Verhältnis von n_7 zu n_6 wieder gleich der Constanten K sein muss, so ergibt sich

$$K = \frac{i_2}{i_1} . \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^2$$

woraus sich nach Substitution der Werte aus Gl. (22 und (29 die gesuchte Räderübersetzung

$$i_2 = K . i_1 . \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2 = K^6$$

also obige Gleichung (32 ergibt. In gleicher Weise ergeben sich die Gl. (33 und (34.

a) für drei verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe

$$i_2 = K^6 \quad \ldots \quad (32$$

b) für vier verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe

$$i_2 = K^8 \quad \ldots \quad (33$$

c) für fünf verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe

$$i_2 = K^{10} \quad \ldots \quad (34$$

Ist es jedoch eine Drehbank, bei welcher die kleinsten und größten noch darauf zu bearbeiten möglichen Durchmesser zwar, aber doch selten vorkommen, und zumeist Durchmesser von solcher Größe vorkommen, dass für die gewöhnliche Arbeit nur die mittleren Geschwindigkeitsreihen in Anwendung kommen, dann wird man diese näher aneinander gerückt wünschen, um darin mit einer von der vortheilhaftesten mittleren Schnittgeschwindigkeit wenig abweichenden Geschwindigkeit arbeiten zu können, während man sich nichts daraus macht, dass ausnahmsweise vorkommende Arbeitsstücke in den übrigen Geschwindigkeitsreihen unter minder ökonomischen Geschwindigkeitsverhältnissen bearbeitet werden.

In diesem Falle werden die Übersetzungsverhältnisse so zu wählen sein, dass *eine oder mehrere Geschwindigkeitsreihen des folgenden Büschels zwischen jene des vorhergehenden Büschels* hinein fallen und somit das Verhältnis der größten und kleinsten Schnittgeschwindigkeit je zweier im ganzen Geschwindigkeitsdiagramm nebeneinander liegenden Geschwindigkeitsreihen für die mittleren Geschwindigkeitsreihen ein anderes ist, als es sich in jedem einzelnen Büschel ergeben würde, und letzteres nur bei den äußeren Geschwindigkeitsreihen das nämliche bleibt.

Um die sich dann ergebenden Antriebsverhältnisse klar zu legen, ziehen wir eine Supportdrehbank in Betracht, welche in der Anordnung nach Fig. 1 bis 6, Taf. XXXVI, mit einem ausrückbaren Rädervorgelege vom Übersetzungsverhältnisse

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \quad \ldots \quad (35$$

und mit einer auswechselbaren Räderübersetzung vom Übersetzungsverhältnisse

$$i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} \quad \ldots \quad (36$$

versehen ist. Wir setzen ferner voraus, dass im Geschwindigkeitsdiagramm die ersten drei Geschwindigkeitsreihen ohne Räderübersetzung für die kleinsten Durchmesser und die letzten drei Geschwindigkeitsreihen mit der Übersetzung i_2 für die größten Durchmesser seltener benützt werden und

daher unmittelbar aufeinander folgen sollen. Dagegen soll zwischen je zwei der übrigen Geschwindigkeitsreihen eines Büschels in gleichmäßiger Vertheilung je eine Geschwindigkeitsreihe des folgenden Büschels hineinfallen, wie in Fig. 2, Taf. XL, gezeichnet ist.

Das Geschwindigkeitsverhältnis je zweier aufeinander folgender Reihen in jedem Büschel sei so constant, und zwar nach der früheren Bezeichnung

$$\frac{u_2}{u_1} = K \quad \ldots \quad (37$$

dann gelten für die beiden als gleich vorausgesetzten Stufenscheiben die Gleichungen (26 und (27.

Die Umdrehungszahlen seien ohne Räderübersetzung n_1 bis n_5 und die zugehörigen Geschwindigkeitsreihen *OI* bis *OV*; ferner die Umdrehungszahlen n_6 bis n_{10} und Geschwindigkeitsreihen *OVI* bis *OX*, bei eingerückter Räderübersetzung i_1; endlich die Umdrehungszahlen n_{11} bis n_{15} und die Geschwindigkeitsreihen *OXI* bis *OXV* bei eingerückter Räderübersetzung i_2.

Weil nun die Geschwindigkeitsreihe *O VI* zwischen jene *O III* und *O IV* in gleichmäßiger Vertheilung hineinfallen soll, muss das Geschwindigkeitsverhältnis für die nunmehr aufeinanderfolgenden Geschwindigkeitsreihen *O III* und *O VI* dasselbe sein, wie zwischen jenen *O VI* und *O IV*, und wenn dasselbe mit K_1 bezeichnet wird, so ergeben sich hiefür die Gleichungen

$$\frac{n_6}{n_3} = K_1 \quad \ldots \quad (38$$

$$\frac{n_4}{n_6} = K_1 \quad \ldots \quad (39$$

Nun ist aber für die Umdrehungszahl n' des Deckenvorgeleges und die Stufenscheibendurchmesser d_1 bis d_5 vom größten zum kleinsten schreitend

$$n_3 = n'$$

$$n_4 = \frac{d_4}{d_2} \cdot n'$$

$$n_6 = i_1 \cdot \frac{d_1}{d_5} \cdot n'$$

und somit durch Substitution dieser Werte in die Gl. (38 und (39 auch

$$i_1 \cdot \frac{d_1}{d_5} = K_1 \quad \ldots \quad (40$$

$$\frac{d_4}{d_2} \cdot \frac{d_5}{d_1} \cdot \frac{1}{i_1} = K_1 \quad \ldots \quad (41$$

folglich auch

$$i_1 \cdot \frac{d_1}{d_5} = \frac{d_4}{d_2} \cdot \frac{d_5}{d_1} \cdot \frac{1}{i_1}$$

oder

$$i_1^2 = \frac{d_4}{d_2} \cdot \left(\frac{d_5}{d_1}\right)^2$$

und wenn hierin die Werte aus Gl. (26 und (27 substituiert werden

$$i_1^2 = K \,.\, K^4 = K^5,$$

also das gesuchte Übersetzungsverhältnis

$$i_1 = K^2 \sqrt{K} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (42$$

Wird endlich der nach Gl. (42 ermittelte Wert für i_1 in die Gl. (40 oder (41 substituiert, so erhält man das der stattfindenden Combination der Geschwindigkeitsreihen *O III*, *O VI* und *O IV* entsprechende Geschwindigkeitsverhältnis

$$K_1 = i_1 \cdot \frac{d_1}{d_5} = K^2 \,.\, \sqrt{K} \,.\, \left(\frac{d_1}{d_5}\right)$$

und endlich unter Zuhilfenahme der Gl. (26

$$K_1 = \sqrt{K} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (43$$

Es ist nun leicht ersichtlich, dass dasselbe Geschwindigkeitsverhältnis auch für je zwei der weiteren in der Combination der beiden Büschel aufeinanderfolgende Geschwindigkeitsreihen gelten muss, nämlich für *O IV*, *O VII*, *O V* und *O VIII*. In der That ist auf Grund der Gleichungen (26, (27 und (42

$$\frac{n_7}{n_4} = \frac{n_5}{n_7} = \frac{n_8}{n_5} = K_1$$

Die aufeinanderfolgenden Geschwindigkeitsreihen in der Combination der beiden Büschel bilden hiernach einen Theil eines normalen Geschwindigkeitsdiagrammes mit dem constanten Geschwindigkeitsverhältnisse K_1 nach Gl. (43.

Das Übersetzungsverhältnis i_2 ist dadurch bestimmt, dass die erste damit erzielte Geschwindigkeitsreihe *O XI* zwischen jene *O VIII* und *O IX* des vorhergehenden Büschels in gleichmäßiger Vertheilung hineinfallen soll. Es muss sohin das Verhältnis der aufeinanderfolgenden Umdrehungszahlen wieder gleich dem constanten Geschwindigkeitsverhältnisse K_1 sein, nämlich

$$\frac{n_{11}}{n_8} = \frac{n_9}{n_{11}} = K_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (44$$

oder wenn die Umdrehungszahlen aus n' und den Durchmessern berechnet werden, also

$$n_8 = i_1 \cdot n'$$

$$n_9 = i_1 \cdot \frac{d_4}{d_2} \cdot n'$$

$$n_{11} = i_2 \cdot \frac{d_1}{d_5} \cdot n'$$

gesetzt wird

$$i_2 \cdot \frac{d_1}{d_5} \cdot \frac{1}{i_1} = i_1 \cdot \frac{d_4}{d_2} \cdot \frac{d_5}{d_1} \cdot \frac{1}{i_2}$$

hieraus ergibt sich zunächst

$$i_2^2 = i_1^2 \cdot \frac{d_4}{d_2} \cdot \left(\frac{d_5}{d_1}\right)^2$$

also mit Rücksicht auf Gl. (26 und (27

$$i_2^2 = i_1^2 \cdot K \cdot K^4 = i_1^2 \cdot K^5$$

und wenn für i_1 sein Wert aus Gl. (42 eingesetzt wird

$$i_2^2 = K^5 \cdot K^5 = K^{10}$$

ergibt sich das gesuchte Übersetzungsverhältnis

$$i_2 = K^5 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (45$$

und das zugehörige Geschwindigkeitsverhältnis

$$K_1 = \frac{n_{11}}{n_8} = i_2 \cdot \frac{d_1}{d_5} \cdot \frac{1}{i_1} = K^5 \cdot \frac{1}{K^2} \cdot \frac{1}{K^2\sqrt{K}} = \sqrt{K}$$

also genau derselbe Wert wie in Gl. (43.

Ebenso findet man, dass auf Grund der Gl. (45 auch die übrigen in der Combination des zweiten und dritten Büschels aufeinander folgenden Geschwindigkeitsreihen bis *O XIII* das gleiche Geschwindigkeitsverhältnis K_1 aufweisen. Für die Reihen *O XIV* und *O XV* hingegen gilt wie für die Reihen *O I* und *O II* das Geschwindigkeitsverhältnis K, welches sich aus Gl. (26 ergibt.

Es werden nun auf dieser Drehbank alle Durchmesser von jenem ON_{15} bis ON_{13} und von jenem ON_3 bis ON_1 innerhalb der Grenzen der Schnittgeschwindigkeit u_1 und $u_2 = K \cdot u_1$ abgedreht, dagegen jene von ON_{13} bis ON_3 innerhalb der viel näher beisammen liegenden Grenzen u_1 und $u_3 = u_1 \cdot \sqrt{K}$.

Handelt es sich endlich um eine Locomotiv-Räderdrehbank, so werden die drei Büschel von Geschwindigkeitsreihen entsprechend weit auseinandergerückt, wie in Fig. 3, Taf. XL, gezeichnet, so dass das

ganze Geschwindigkeitsdiagramm aus drei Partialdiagrammen besteht, deren jedes innerhalb der Geschwindigkeitsgrenzen

$$\frac{u_2}{u_1} = K$$

die Bearbeitung auszuführen gestattet.

Auf demselben Wege lassen sich auch die zur Erzielung eines normalen Geschwindigkeitsdiagrammes erforderlichen Bedingungen für den Fall aufstellen, dass die Verdoppelung, beziehungsweise Verdreifachung der Anzahl der durch die Stufenscheibe gebotenen Geschwindigkeitsreihen durch eine zweite, beziehungsweise dritte unabhängige Riemenübersetzung von der Transmission auf das Deckenvorgelege der Maschine erreicht wird.

Bezüglich der Größe des dem normalen Geschwindigkeitsdiagramme eigenthümlichen constanten Geschwindigkeitsverhältnisses

$$\frac{u_2}{u_1} = K$$

lassen sich die drei im Folgenden auf die Drehbank angewendeten Sätze als allgemeine Grundsätze hinstellen:

a) Für eine Werkstätte, welche nur eine einzige Drehbank besitzt, und auf dieser sowohl die größten als auch die mittleren und kleinsten Durchmesser drehen muss, ist es nicht von Belang, dass einzelne Durchmesser mit sehr geringer Schnittgeschwindigkeit abgedreht werden müssen, da man schon zufrieden ist, dass man überhaupt in der Lage ist, sie drehen zu können.

In diesem Falle sollen die vorhandenen Geschwindigkeitsreihen möglichst weit auseinander liegen. Es soll daher das Geschwindigkeitsverhältnis K möglichst klein, also die Abstufung an der Stufenscheibe möglichst groß und die Übersetzung des allfällig vorhandenen Rädervorgeleges dieser proportioniert sein.

Hiefür kann man als Anhalt nehmen

$K = 0{,}5$ bis $0{,}6$ . . . . . (46

Ist nebst dem ausrückbaren Rädervorgelege noch eine auswechselbare Räderübersetzung vorhanden, so können die Geschwindigkeitsreihen für die häufiger vorkommenden mittleren Durchmesser der Arbeitsstücke näher beisammen liegen, so dass sich für die äußeren Geschwindigkeitsreihen des ganzen Geschwindigkeitsdiagrammes das Verhältnis der kleinsten zur größten Schnittgeschwindigkeit kleiner gestaltet als bei den mittleren.

b) Für eine Werkstätte, welche so viel Drehbänke besitzt, dass sie dem Principe der Theilung der Arbeit folgen kann, ist es von Wichtigkeit, dass jede Drehbank bei ihren Arbeiten von der vortheilhaftesten Schnittgeschwindigkeit so wenig als möglich abweiche, dass also die als Grenzen des Geschwindigkeitsdiagrammes auftretenden beiden Geschwindigkeitsreihen absolut veränderlicher Umdrehungszahl so nahe als möglich aneinander gerückt sind.

In diesem Falle sollen die Geschwindigkeitsreihen möglichst nahe aneinander liegen; es soll daher K möglichst groß, also die Abstufung an der Stufenscheibe möglichst klein und die Übersetzung des allfällig vorhandenen Rädervorgeleges dieser proportioniert und mithin kleiner als vorstehend unter *a)* sein.

Als Anhalt kann man hiefür nehmen

$$K = 0{,}6 \text{ bis } 0{,}7 \quad \ldots \quad (47$$

Ist nebst dem ausrückbaren Rädervorgelege noch eine auswechselbare Räderübersetzung vorhanden, so sollen die Übersetzungsverhältnisse so gewählt sein, dass sämmtliche drei Büschel von Geschwindigkeitsreihen sich zu einem einzigen normalen Geschwindigkeitsdiagramme aneinander reihen und möglichst nahe beisammen liegen, also K noch größer wird als in Gl. (47 angegeben ist, und zwar

$$K = 0{,}7 \text{ bis } 0{,}8 \quad \ldots \quad (48$$

Sind mehrere gleiche Drehbänke neben einander vorhanden, so kann die Festsetzung der minutlichen Umdrehungszahlen ihrer Deckenvorgelege in der Weise erfolgen, dass sich ihre Geschwindigkeitsdiagramme beim Übereinanderlegen nicht decken, sondern die Geschwindigkeitsreihen des einen Diagrammes zwischen jene des anderen hineinfallen.

c) Werden die Geschwindigkeitsreihen nur büschelweise für bestimmte Größen von Durchmessern benöthigt, wie bei der Räderdrehbank, so sind innerhalb der Grenzen jedes Büschels die vorstehend unter *a)* und *b)* angeführten Bedingungen zu erfüllen.

In diesem Falle besteht das Geschwindigkeitsdiagramm in Folge der Anwendung eines entsprechend großen Übersetzungsverhältnisses im ausrückbaren Rädervorgelege oder in der auswechselbaren Räderübersetzung, aus so viel normalen partiellen Geschwindigkeitsdiagrammen oder Partial-Diagrammen, als Büschel von Geschwindigkeitsreihen vorhanden sind.

Im Nachstehenden sind noch einige Geschwindigkeitsdiagramme ausgeführter Werkzeugmaschinen erläutert.

In den Fig. 3 bis 5, Taf. XXXIX, sind die Geschwindigkeitsverhältnisse einer gewöhnlichen Supportdrehbank zum Egalisieren und Schraubenschneiden von 265 *mm* Spitzenhöhe aus der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik dargestellt. Hievon zeigt Fig. 3 die 8 Geschwindigkeitsreihen derselben, wovon *OI* bis *OIV* dem ausgerückten, *OV* bis *OVIII* dem eingerückten Rädervorgelege entsprechen. Fig. 4 zeigt im Geschwindigkeitsdiagramm die Geschwindigkeitsverhältnisse für das Drehen von Schmiedeisen und Fig. 5 jene für das Drehen von Gusseisen in (1 : 5) der wahren Größe. Das Geschwindigkeitsdiagramm weicht nur wenig von einem normalen ab, was durch die gleichförmige Abstufung oder constante Durchmesserdifferenz der mit vier verschiedenen Durchmessern versehenen Stufenscheibe bedingt ist, während sich das Übersetzungsverhältnis des ausrückbaren Rädervorgeleges den Verhältnissen der Stufenscheibe gut angepasst erweist. Bei demselben ist im Mittel $K = 0{,}58$.

In Fig. 6, Taf. XXXIX, ist das Geschwindigkeitsdiagramm einer Supportdrehbank von 365 *mm* Spitzenhöhe mit einem ausrückbaren Rädervorgelege und überdies mit einer auswechselbaren Räderübersetzung durch ein in die verzahnte Planscheibe eingreifendes Getriebe (Fig. 4, Taf. XXXVI) gezeichnet. Die Stufenscheibe besitzt fünf verschiedene Durchmesser und somit das Geschwindigkeitsdiagramm fünfzehn Geschwindigkeitsreihen. Hievon sind *OI* bis *OV* die fünf Geschwindigkeitsreihen ohne Räderübersetzung, *OVI* bis *OX* jene bei eingerücktem Rädervorgelege und *OXI* bis *OXV* endlich jene beim Antrieb durch den Zahnkranz der Planscheibe. Dieses Diagramm gibt ein Beispiel mit einem unrichtig gewählten Übersetzungsverhältnisse. Die erste Geschwindigkeitsreihe *OXI* bei eingerücktem Planscheibengetriebe, fällt noch vor die letzte *OX* bei eingerücktem Rädervorgelege, und zwar so nahe daran, dass die Geschwindigkeitsreihe *OX* ganz zwecklos vorhanden ist. Lässt man diese unnütze Geschwindigkeitsreihe *OX* ganz außer Betracht, so ergibt sich im Mittel $K = 0{,}65$. Dieser kleine Wert des Geschwindigkeitsverhältnisses lässt ferner erkennen, dass die Dimensionen des Antriebes der in Rede stehenden Supportdrehbank mit fünfzehn Geschwindigkeitsreihen überhaupt nicht sachgemäß bestimmt sind. Es fällt zunächst auf, dass die ersten fünf Geschwindigkeitsreihen, *OI* bis *OV*, so steil verlaufen, dass sie zum Drehen auf einer so großen Drehbank überhaupt kaum zur Anwendung kommen werden, wogegen in den folgenden Geschwindigkeitsreihen die Grenzen der maximalen und minimalen Schnitt-

geschwindigkeiten in Folge der verhältnismäßig weiten Auseinanderrückung der Geschwindigkeitsreihen für eine solche Drehbank viel zu groß sind. Für einen solchen Drehbank-Antrieb mit fünf verschiedenen Durchmessern an den Stufenscheiben müssten bei gleicher Spitzenhöhe unter Einhaltung der Lage der letzten Geschwindigkeitsreihe *OXV* für den größten abzudrehenden Durchmesser, sämmtliche übrigen vierzehn Geschwindigkeitsreihen, mit der einem normalen Geschwindigkeitsdiagramme entsprechenden Neigung, viel näher an diese fünfzehnte herangerückt werden, so dass das Geschwindigkeitsverhältnis einen der Gl. (48 entsprechenden Wert aufweist, welcher mit Rücksicht auf das Vorhandensein der großen Zahl von Stufen zumindest in der Nähe von $K = 0{,}8$ liegen müsste.

In Fig. 7, Taf. XXXIX, ist das Geschwindigkeitsdiagramm einer Räderdrehbank von 600 *mm* Spitzenhöhe aus der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik, welche zum Abdrehen der Spurkränze (Tyres) und zum Ausbohren der Radnaben bestimmt ist, dargestellt. Diese Maschine hat eine Stufenscheibe mit vier verschiedenen Durchmessern und eine auswechselbare Räderübersetzung durch Getriebe und Zahnkranzplanscheibe von sehr großem Übersetzungsverhältnisse. Es werden hierdurch die vier Geschwindigkeitsreihen *OV* bis *OVIII*, also die zum Abdrehen der Spurkränze bestimmten, von jenen *OI* bis *OIV*, welche beim Ausbohren der Radnaben anzuwenden sind, den zu bearbeitenden Durchmessern entsprechend weit weggerückt, so dass das Geschwindigkeitsdiagramm zwei durch einen großen Zwischenraum getrennte Büschel von Geschwindigkeitsreihen aufweist. In der sich zwischen den beiden Büscheln ergebenden Lücke wird bei dieser Maschine überhaupt keine Geschwindigkeitsreihe gebraucht, und es wäre daher ganz zwecklos diese Lücke auszufüllen. Der Strich-Punkt gezeichnete Linienzug in den Geschwindigkeitsreihen *OVI* bis *OVIII* gilt für das Abdrehen sehr harter Spurkränze mit geringer Schnittgeschwindigkeit.

Die Geschwindigkeitsdiagramme von Bohrmaschinen und Fräsmaschinen mit Räderübersetzung weisen im Allgemeinen dieselben Verhältnisse auf, wie sie sich im vorstehenden für die Drehbänke ergeben haben. Die Verschiedenheit liegt nur in den kleineren oder größeren Neigungswinkeln der Geschwindigkeitsreihen, welche sich nach der Größe der zu bearbeitenden Durchmesser und zur Anwendung noch zulässigen maximalen Schnittgeschwindigkeit ergibt, wie beispielsweise die Diagramme Fig. 4 und 5, Taf. XL, ersehen lassen. Fig. 4, Taf. XL, ist das Geschwindigkeitsdiagramm einer freistehenden verticalen Bohrmaschine

mit ausrückbarem Rädervorgelege nach Fig. 4 und 5, Taf. X, für 600 *mm* Ausladung der Bohrspindel, 400 *mm* Bohrtiefe und 65 *mm* Durchmesser der Bohrspindel, mit den Stufendurchmessern $d_1 = 324$ *mm*; $d_2 = 270$ *mm*; $d_3 = 216$ *mm*; $d_4 = 162$ *mm*; den Zähnezahlen des ausrückbaren Rädervorgeleges $z_1 = 21$; $z_2 = 46$; $z_3 = 18$; $z_4 = 52$; $i = 0{,}158 = 1 : 6{,}32$; die minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 100$; für die zum Ausbohren zulässige maximale Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 63$ *mm*, nämlich ca. 13% mehr als der mittlere Tabellenwert $u = 55$ *mm* für das Ausbohren von weicherem Gusseisen in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse Seite 113. Es ist ein annähernd normales Geschwindigkeitsdiagramm mit dem mittleren Geschwindigkeitsverhältnisse $K = 0{,}63$.

Fig. 5, Taf. XL, ist das Geschwindigkeitsdiagramm einer horizontalen Cylinderbohrmaschine nach Fig. 6 und 7, Taf. XVI, dargestellt, jedoch für folgende Angaben: Größter Durchmesser des auszubohrenden Cylinders = 850 *mm*; Höhe der Bohrspindelachse über dem Bett = 600 *mm*; Durchmesser der Stufenscheiben $d_1 = 520$ *mm*; $d_2 = 445$ *mm*; $d_3 = 370$ *mm*; Schnecke eingängig ($z_1 = 1$); Zähnezahl des Schneckenrades $z_2 = 60$. Minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 120$; maximale zulässige Schnittgeschwindigkeit $u_1 = 63$ *mm*, nämlich ca. 13% höher als der mittlere Tabellenwert $u = 55$ *mm* für das Ausbohren von weicherem Gusseisen in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse Seite 113. Es ist ein normales Geschindigkeitsdiagramm mit dem Geschwindigkeitsverhältnisse $K = 0{,}71$.

Das Geschwindigkeitsdiagramm in Fig. 17, Taf. XXXVI, ist auf Grundlage der, einer Metall-Fräsmaschine mit verticaler Spindel nach Fig. 7 und 8, Taf. XIV, entnommenen Dimensionen gezeichnet. Der Antrieb der Fräsmaschinen-Spindel erfolgt durch Stufenscheiben mit vier verschiedenen Durchmessern und ein ausrückbares Rädervorgelege. Für die anzuwendenden Fräsen, beziehungsweise für die bei bestimmten Fräsendurchmessern verschiedenen zu bearbeitenden Metallen entsprechenden Schnittgeschwindigkeiten sind sohin acht verschiedene minutliche Umdrehungszahlen vorhanden, welche bei 100 Millimeter Umfangsgeschwindigkeit abgerundet folgenden Fräsendurchmessern entsprechen:

1. Antrieb bei ausgerücktem Rädervorgelege 8, 14, 23, 41 Millimeter Durchmesser,

2. Antrieb bei eingerücktem Rädervorgelege 24, 43, 71, 120 Millimeter Durchmesser.

Es ist aus diesem Geschwindigkeitsdiagramme zu ersehen, dass von den Geschwindigkeitsreihen *OIII* und *OV*, beziehungsweise *OIV* und *OVI* je eine nahezu ganz überflüssig vorhanden ist. Wenn von dieser beiden Geschwindigkeitsreihen abgesehen wird, ergibt sich das Geschwindigkeitsverhältnis im Mittel $K = 0{,}6$. Der Antrieb kann daher innerhalb der beizubehaltenden Grenzen, welche durch die Geschwindigkeitsreihen *OI* und *OVIII* gegeben sind, bedeutend günstiger gestaltet werden, wenn die Dimensionen desselben nach den vorstehend angegebenen Regeln abgeändert werden.

Beim Kurbelantrieb, dann beim Hebelantrieb mit oscillierender Kurbelschleife, beim Antrieb mit rotierender Kurbelschleife und beim Antrieb mit oscillierender Kreuzschleife erfolgt die Schnittbewegung mit veränderlicher Geschwindigkeit derart, dass die Schnittgeschwindigkeit, welche zu Anfang des Hubes Null ist, ungefähr im Hubmittel ein Maximum wird und zu Ende des Hubes wieder Null ist.

Ist u die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise für die Hublänge s, so ist die Schnittgeschwindigkeit c für den Kurbelantrieb nach Fig. 1 bis 4, Taf. XXVII, nämlich, bei directer Übertragung der rotierenden Bewegung von der Kurbelscheibe K durch die Schubstange L auf den geradegeführten Werkzeugstoß S mit den Bezeichnungen

r = Länge des Kurbelhalbmessers,
l = Länge der Schubstange,
ω = Drehungswinkel,

$$c = u.(\sin\omega \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} . \sin 2\omega) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (49$$

wobei das obere Zeichen in der Klammer bei der Drehung im Sinne des Pfeiles in Fig. 1 und 2, Taf. XXVII, das untere Zeichen aber bei der Drehung im Sinne des Pfeiles in Fig. 3 und 4, Taf. XXVII, gilt.

Es ist in diesen Fällen die kleinste Schnittgeschwindigkeit

$$c_{min} = 0 \text{ für } \omega = 0^\circ \text{ und } \omega = 180^\circ,$$

ferner die größte Schnittgeschwindigkeit annähernd

$$c_{max} = u.\left(1 + \frac{1}{2} \frac{r^2}{L^2}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (50$$

für den Kurbelwinkel ω nach der Gleichung

$$\cos\omega = \pm \frac{r}{L} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (51$$

und endlich die mittlere Schnittgeschwindigkeit

$$c_m = \frac{2ns}{60} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (52$$

für die minutliche Umdrehungszahl n der Kurbelscheibe.

Aus der Gl. (50 ist ersichtlich, dass das Verhältnis der maximalen Schnittgeschwindigkeit während eines Hubes zur Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelscheibe sich ändert, wenn der Kurbelzapfen im Kurbelschlitze radial verstellt wird. Bei ganz heraus geschobenem Kurbelzapfen erreicht r also auch c_{max} seinen größten Wert und je weiter der Kurbelzapfen gegen das Mittel der Kurbelscheibe hin geschoben wird, desto mehr nähert sich der maximale Wert der Schnittgeschwindigkeit der Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelscheibe.

Für den Hebelantrieb nach Fig. 4 und 5, Taf. XXXI, und Fig. 15, Taf. XXVII, erhält man bei der für diese Rechnung gestatteten Annahme unendlicher Länge der Leitstange mit den in genannten Figuren cotierten Bezeichnungen die Schnittgeschwindigkeit*) für den beliebigen Kurbelwinkel ω

$$c = \frac{l_2 . \sin(\omega + \beta) . \cos^2\beta}{l_1 + r . \sin\omega} . u \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (53$$

In diesem Falle ist die kleinste Schnittgeschwindigkeit in der Kurbelstellung bei K_1 und K_2 Fig. 4, Taf. XXXI,
$c_{min} = 0$ für $\omega = -\beta'$; $\beta = \beta'$ und $\omega = 180^0 + \beta'$; $\beta = -\beta'$;
dann die größte Schnittgeschwindigkeit für $\omega = 90^0$ und $\beta = 0$

$$c_{max} = \frac{l_2}{l_1 + r} . u \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (54$$

*) Die Geschwindigkeit c ist, wie in Fig. 4, Taf. XXXI, gezeichnet, die in die Bewegungsrichtung des Werkzeugstoßes fallende Componente der Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Halbmesser gleich dem Hebelarme l_2, nämlich

$$c = u_2 . \cos\beta,$$

ferner ist u_2 die im Hebelübersetzungsverhältnisse

$$\frac{l_2 \cos\beta}{l_1 + r \sin\omega}$$

vergrößerte Componente u_1 der Umfangsgeschwindigkeit u des Kurbelzapfens parallel zu u_2, nämlich

$$u_1 = u . \cos(90^0 - \omega - \beta) = u . \sin(\omega + \beta)$$

$$u_2 = u_1 . \frac{l_2 . \cos\beta}{l_1 + r . \sin\omega}$$

und mithin

$$c = u . \sin(\omega + \beta) . \frac{l_2 . \cos\beta}{l_1 + r . \sin\omega} . \cos\beta = \frac{l_2 . \sin(\omega + \beta) . \cos^2\beta}{l_1 + r . \sin\omega} . u$$

ferner die mittlere Schnittgeschwindigkeit*)

$$c_m = \frac{3\,n\,s}{90 + \beta'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (55$$

und endlich die mittlere Rücklaufsgeschwindigkeit

$$c'_m = \frac{3\,n\,s}{90 - \beta'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (56$$

Für den Antrieb mit rotierender Kurbelschleife nach Fig. 6, Taf. XXXI, gilt zunächst für die veränderliche Winkelgeschwindigkeit w der rotierenden Kurbelscheibe K, und die minutliche Umdrehungszahl n des mit constanter Winkelgeschwindigkeit rotierenden Kurbelzapfens K die Gleichung

$$w = \frac{\sin(\omega_0 + \beta).\cos\beta}{l_1 + r_0 \sin\omega_0}.u \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (57$$

Weil nun aber die mit der rotierenden Kurbelschleife auf gemeinschaftlicher Welle befestigte Kurbelscheibe, von deren radial verstellbarem Kurbelzapfen aus mittels Schubstange der gerade geführte Stoß hin und her bewegt wird, ebenfalls mit derselben veränderlichen Winkelgeschwindigkeit w rotiert, tritt die sich hiermit ergebende Umfangsgeschwindigkeit $(r.w)$ an

*) Es ist die Zeit T für eine Kurbelumdrehung in Secunden, wenn n Umdrehungen in der Minute gemacht werden

$$T = \frac{60}{n}$$

und wenn t die Zeit für einen Schnittgang und t' jene für einen Rückgang bezeichnet das Verhältnis

$$t : t' = (180 + 2\beta') : (180 - 2\beta'),$$

daher das Einzelnverhältnis von t und t' zu $T = t + t'$

$$t : T = (180^0 + 2\beta') : 360^0$$
$$t' : T = (180^0 - 2\beta') : 360^0.$$

Hieraus ergibt sich nach Einsetzung des Wertes für T

$$t = \frac{90 + \beta'}{3\,n}$$
$$t' = \frac{90 - \beta'}{3\,n}.$$

Die mittlere Geschwindigkeit c_m für den Schnittgang wird erhalten, wenn der Weg des Schnittganges, d. i. der Hub s des Werkzeugstoßes, durch die hierzu erforderliche Zeit t dividiert wird, und ebenso die mittlere Rücklaufsgeschwindigkeit c_m durch Division von s durch t', nämlich

$$c_m = \frac{s}{t} = \frac{3\,n\,s}{90 + \beta'}$$
$$c'_m = \frac{s}{t'} = \frac{3\,n\,s}{90 - \beta'}$$

die Stelle von u in der Gl. (49, welche für den Kurbelantrieb gilt und es ergibt sich hiermit, die Schnittgeschwindigkeit für den Antrieb mit rotierender Kurbelschleife

$$c = r.w.(\sin\omega \pm \frac{1}{2}\,\frac{r}{L}\sin 2\omega) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (58$$

und nach Substitution des Wertes für w aus Gl. (57 auch

$$c = r.\frac{\sin(\omega_0+\beta).\cos\beta}{l_1 + r_0\sin\omega_0}.(\sin\omega \pm \frac{1}{2}\,\frac{r}{L}\sin 2\omega).u \quad \ldots \quad (59$$

Es wird wieder die kleinste Geschwindigkeit in den beiden Stellungen des Kurbelantriebes auftreten, in welchen die Richtung des Kurbelhalbmessers mit jener der Schubstange zusammenfällt, nämlich

$$c = 0 \text{ für } \omega = 0^0 \text{ und } \omega = 180^0.$$

Für die maximale Schnittgeschwindigkeit c_{max} aber erhält man einen einfachen Ausdruck für einen Näherungswert derselben, wenn man unendliche Länge der Leitstange voraussetzt, wonach $\omega = 90^0$ mit $\omega_0 = 90^0$ und $\beta = 0$ zusammenfallen und nach Gl. (59

$$c_{max} = \frac{r.}{l_1 + r_0}.u \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (60$$

Die mittlere Schnittgeschwindigkeit c_m ergibt sich aus der Gleichung*)

$$c_m = \frac{3\,n\,s}{\beta'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (61$$

*) Die Zeit T in Secunden für eine Kurbelumdrehung ist bei der minutlichen Umdrehungszahl n

$$T = \frac{60}{n}$$

und das Verhältnis der Zeit t für die Dauer des Schnittganges zu jener t' für den Rückgang

$$t : t' = 2\beta' : (360^0 - 2\beta'),$$

und somit das Einzelverhältnis von t und t' zu $T = t + t'$

$$t : T = 2\beta' : 360^0$$

$$t' : T = (360^0 - 2\beta') : 360^0,$$

also nach Substitution obigen Wertes für T und Reduction

$$t = \frac{\beta'}{3n}$$

$$t' = \frac{180^0 - \beta'}{3n}$$

und endlich

$$c_m = \frac{s}{t} = \frac{3ns}{s'}$$

$$c'_m = \frac{s}{t'} = \frac{3ns}{180^0 - \beta'}$$

und die mittlere Rücklaufsgeschwindigkeit c'_m aus der Gleichung

$$c'_m = \frac{3\,n\,s}{180^0 - \beta'} \quad \ldots \quad (62$$

Bei dem Antriebe mit oscillierender Kreuzschleife Fig. 11, Taf. XXXI, ist mit den cotierten Bezeichnungen die Schnittgeschwindigkeit

$$c = u.\sin\omega \quad \ldots \quad (63$$

und es wird

$$c = 0 \text{ für } \omega = 0^0 \text{ und } \omega = 180^0,$$

ferner bei $\omega = 90^0$ die maximale Schnittgeschwindigkeit

$$c_{max} = u \quad \ldots \quad (64$$

dann die mittlere Schnittgeschwindigkeit

$$c_m = \frac{2\,n\,s}{60} \quad \ldots \quad (65$$

und ebenso groß die mittlere Rücklaufsgeschwindigkeit.

Es hat keinen Zweck bei den vorstehend behandelten Antrieben mit veränderlicher Schnittgeschwindigkeit das Geschwindigkeitsdiagramm irgend einer augenblicklichen Geschwindigkeit zu zeichnen, sondern es genügt das Diagramm für die mittlere Schnittgeschwindigkeit c_m zu zeichnen, in welchem noch eventuell die Geschwindigkeitsverhältnisse der maximalen Schnittgeschwindigkeit c_{max} für die verschiedenen minutlichen Kurbelumdrehungszahlen eingezeichnet werden können.

So ist das Geschwindigkeitsdiagramm für eine *Shaping*-Maschine mittlerer Größe mit Kurbelantrieb in Fig. 1, Taf. XLI, gezeichnet, in welchem der voll gezogene Linienzug der mittleren Schnittgeschwindigkeit und der Strich-Punkt gezogene Linienzug der maximalen Schnittgeschwindigkeit während eines Schnittganges entspricht. Es ist auch hier wieder das dem normalen Diagramme eigenthümliche constante Geschwindigkeitsverhältnis:

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{Oa'}{Oa} = \frac{OA'}{OA} = K \quad \ldots \quad (66$$

Hiebei ist mit Vernachlässigung der endlichen Länge der Schubstange und mit der Bezeichnung c für die mittlere Schnittgeschwindigkeit c_m und C für die maximale Schnittgeschwindigkeit c_{max} die Gleichung der Geschwindigkeitsreihe für die mittlere Geschwindigkeit c bei der minutlichen Umdrehungszahl n folgende

$$c = \left(\frac{2\,n}{60}\right).s \quad \ldots \quad (67$$

wobei $c = y$ und $s = x$ die beiden veränderlichen Coordinaten im rechtwinkligen Coordinatensystem sind. Ferner ist die Gleichung der Geschwindigkeitsreihe für die maximale Schnittgeschwindigkeit C bei der minutlichen Umdrehungszahl n die folgende

$$C = u = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{\pi s n}{60} = \left(\frac{\pi n}{60}\right) . s \quad \ldots\ldots\ldots \quad (68$$

wobei wieder $C = y$ und $s = x$ die veränderlichen Coordinaten sind.

Ebenso ist für eine *Shaping*-Maschine mit Hebelantrieb das Geschwindigkeitsdiagramm in Fig. 6, Taf. XL, gezeichnet. Es ist hiefür, wenn wieder c statt c_m und C statt c_{max} gesetzt wird, nach Gl. (55 die Gleichung der Geschwindigkeitsreihe für die mittlere Schnittgeschwindigkeit c und die minutliche Kurbelumdrehungszahl n

$$c = \left(\frac{3n}{90 + \beta'}\right) . s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (69$$

wobei $c = y$ und $s = x$ die veränderlichen Coordinaten sind und weiterhin die Gleichung der Geschwindigkeitsreihe für die maximale Schnittgeschwindigkeit C nach Gl. (54

$$C = \frac{l_2}{l_1 + r} . u = \frac{l_2}{l_1 + r} . \frac{2\pi r . n}{60} = \left(\frac{l_2}{l_1 + r}\right) . \left(\frac{\pi n}{60}\right) . s \quad (70$$

wobei wieder $C = y$ und $s = x$ die veränderlichen Coordinaten sind. Für das genannte Geschwindigkeitsdiagramm, Fig. 6, Taf. XL, ist das Verhältnis

$$\frac{l_2}{l_1 + r} = \text{constant}$$

für den dem größten Hube entsprechenden Kurbelhalbmesser angenommen. Hierin stellt der gestrichelte Linienzug das Diagramm für die mittlere Schnittgeschwindigkeit, der Strich-Punkt gezogene Linienzug jenes der maximalen Schnittgeschwindigkeit eines Hubes dar und ist außerdem noch für den Vergleich in dem vollgezogenen Linienzuge das Diagramm der mittleren Geschwindigkeit, welche dem gleichen Hube ohne Rücksicht auf den schnellen Rückgang entspricht, nach der Gleichung

$$(c) = \left(\frac{2n}{60}\right) . s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (71$$

gezeichnet. Es ist nun wieder

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{OA'}{OA} = \frac{Oa'}{Oa} = \frac{O(a')}{O(a)} = K \quad \ldots\ldots\ldots \quad (72$$

das dem normalen Geschwindigkeitsdiagramme eigenthümliche constante Geschwindigkeitsverhältnis und ON_0 der kleinste, ON_3 der größte Hub für das Hobeln innerhalb der Grenzen c_2 und c_1.

Bei dem Kurbelantrieb mit Räderübersetzung durch ein elliptisches Rad und excentrisches Getriebe, Fig. 7 und 8, Taf. XXXI, rotiert die Welle, auf welcher das excentrische Getriebe aufgekeilt ist, mit constanter Winkelgeschwindigkeit w, während in Folge des veränderlichen Übersetzungsverhältnisses die Winkelgeschwindigkeit der Drehung des elliptischen Rades und mithin die Winkelgeschwindigkeit der damit verbundenen geschlitzten Kurbelscheibe veränderlich ist, und zwar derart, dass die maximale Winkelgeschwindigkeit w_1 in den Kurbelstellungen an den Hubendpunkten A_1 und A_2 auftritt, dagegen die minimale Winkelgeschwindigkeit w_2 nahezu mit der Kurbelstellung zusammenfällt, bei welcher bei constanter Winkelgeschwindigkeit der Kurbeldrehung die maximale Winkelgeschwindigkeit eintreten würde. Diese beiden Grenzwerte der veränderlichen Winkelgeschwindigkeit der Kurbelscheibe w_1 und w_2 ergeben sich mit den Bezeichnungen:

a = große Halbachse der Zahntheilriss-Ellipse
b = kleine Halbachse der Zahntheilriss-Ellipse
R = Theilrisshalbmesser des excentrischen Getriebes
e = Excentricität des Getriebes

aus den Gleichungen

$$w_1 \,.\, b = w \,.\, (R + e) \quad \ldots \quad (73$$

$$w_2 \,.\, a = w \,.\, (R - e) \quad \ldots \quad (74$$

nämlich

$$w_1 = \left(\frac{R+e}{b}\right) . w \quad \ldots \quad (75$$

$$w_2 = \left(\frac{R-e}{a}\right) . w \quad \ldots \quad (76$$

wobei für die minutliche Umdrehungszahl n der Kurbelscheibe jene des excentrischen Getriebes $2n$ ist und somit die Winkelgeschwindigkeit für den Halbmesser gleich der Einheit

$$w = \frac{2\pi \,.\, 2n}{60} = \frac{\pi n}{15} \quad \ldots \quad (77$$

beträgt, also auch

$$w_1 = \left(\frac{R+e}{b}\right) . \left(\frac{\pi n}{15}\right) \quad \ldots \quad (78$$

$$w_2 = \left(\frac{R-e}{a}\right) . \left(\frac{\pi n}{15}\right) \quad \ldots \quad (79$$

ist. Es ergibt sich sonach das Verhältnis der minimalen zur maximalen Winkelgeschwindigkeit der Kurbelumdrehung

$$\frac{w_2}{w_1} = \left(\frac{R-e}{a}\right) \cdot \left(\frac{b}{R+e}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (80$$

Weil ferner der Theilkreisumfang des Getriebes halb so groß sein muss als der Umfang der Theilriss-Ellipse und letzterer

$$U = \pi(a+b)\left[1+\frac{1}{4}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^2+\frac{1}{64}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^4+\frac{1}{256}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^6+\cdots\right] \quad (81$$

ist, oder wenn der Ausdruck in der eckigen Klammer kurz mit λ bezeichnet wird

$$U = \pi \cdot (a+b) \cdot \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (82$$

beträgt, so ergibt sich für den Halbmesser R des excentrischen Getriebes und die beiden Ellipsen-Halbachsen a und b der Zusammenhang

$$2\pi R = \frac{1}{2} \cdot U = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (a+b) \cdot \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \quad (83$$

und hieraus bei gewählten Halbachsen

$$R = \frac{1}{4} \cdot (a+b) \cdot \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (84$$

Zur raschen Ermittelung von λ kann man sich der folgenden Tabelle bedienen:

$\left(\frac{a-b}{a+b}\right) = 0{,}1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\lambda = 1{,}0025$	1,0100	1,0226	1,0404	1,0635	1,0922	1,1267	1,1677	1,2155

Ferner ist die Achsenentfernung E der Welle des elliptischen Rades und jener des excentrischen Getriebes mit der Excentricität e im Zusammenhange durch die Gleichung

$$E = a + R - e = b + R + e \quad \ldots \ldots \ldots \quad (85$$

und hieraus ergibt sich

$$E = R + \frac{1}{2}(a+b) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (86$$

$$e = \frac{1}{2}(a-b) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (87$$

Bei Vernachlässigung der endlichen Länge der Schubstange fällt die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel mit der minimalen Winkelgeschwindigkeit w_2 zusammen und man kann annähernd die dort auftretende Geschwindigkeit der geradlinigen Bewegung c_{max} setzen, wenn r den Kurbelhalbmesser bezeichnet,

$$c_{max} = u = r \cdot w_2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (88$$

und durch Substitution aus Gl. (79, wenn wieder C statt c_{max} gesetzt wird

$$C = r \cdot \left(\frac{R-e}{a}\right) \cdot \left(\frac{\pi n}{15}\right) = \left(\frac{\pi n}{30}\right) \cdot \left(\frac{R-e}{a}\right) \cdot 2r \quad . \quad . \quad (89$$

und wenn statt $2r$ der Hub s gesetzt wird, ergibt sich die Gleichung der Geschwindigkeitsreihe für die in Rede stehende Geschwindigkeit C und die minutliche Kurbelumdrehungszahl n

$$C = \left(\frac{\pi n}{30}\right) \cdot \left(\frac{R-e}{a}\right) \cdot s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (90$$

worin wieder $C = y$ und $s = x$ die veränderlichen Coordinaten sind. Die Geschwindigkeitsreihe für die mittlere Geschwindigkeit $c_m = c$ entspricht der Gleichung

$$c = \left(\frac{2n}{60}\right) \cdot s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (91$$

worin $c = y$ und $s = x$ die veränderlichen Coordinaten sind.

Ist beispielsweise wie in Fig. 8, Taf. XXXI, das Verhältnis

$$\left(\frac{R-e}{a}\right) = 0{,}36$$

so ergibt die Gl. (90

$$C = \left(\frac{1{,}13 \cdot n}{30}\right) \cdot s = \left(\frac{2{,}26 \cdot n}{60}\right) \cdot s$$

und es ist im Hinblick auf Gl. (91 das Verhältnis

$$\frac{C}{c} = \frac{2{,}26}{2} = 1{,}13,$$

also die Geschwindigkeit C nur um 13% größer als die mittlere Geschwindigkeit c.

Die Umdrehungszahl n der Kurbelscheibe hängt mit jener der Antriebwelle durch die Stufendurchmesser d_1 d_2 d_3 und die Räderübersetzung $(z_1 : z_2) \cdot (z_3 : z_4)$ zusammen.

Dimensionsbestimmung der Werkzeugmaschinen.

Für eine neu zu erbauende Werkzeugmaschine sind durch den Zweck derselben bereits die Hauptabmessungen festgestellt und es handelt sich nun noch um die Ermittlung derjenigen Dimensionsverhältnisse, welche sich auf die Schnittgeschwindigkeit und den Vorschub beziehen und dann um die Feststellung der Festigkeitsdimensionen.

Im Vorstehenden sind Anhaltspunkte gegeben, um die auf die Schnittgeschwindigkeit und den Vorschub bezüglichen Dimensionsverhältnisse auf dem Wege der Rechnung und graphischen Darstellung zu ermitteln. Die entsprechenden absoluten Dimensionen hängen von der Größe der Maschine ab und sind entweder durch den im besonderen Falle vorhandenen Platz bedingt, wie z. B. der Durchmesser der größten Scheibe im Spindelstock einer Drehbank, oder sie werden den durch die Rechnung gefundenen Bedingungen entsprechend erfahrungsgemäß festgestellt, und zwar in der Weise, dass für eine größere Maschine Anhaltspunkte in den Dimensionen einer bereits ausgeführten und in Verwendung stehenden kleineren Maschinen gefunden werden und umgekehrt.

Die Feststellung der Festigkeitsdimensionen erfolgt nur in äußerst wenigen Fällen auf dem Wege der Rechnung durch directe Anwendung der Regeln der Festigkeitslehre, und auch in diesen Fällen dienen eigene Erfahrungen im Werkzeugmaschinenbau, beziehungsweise anderen Verwendungsstätten gesammelte fremde Erfahrungen dem Constructeur als Richtschnur. In der That sind die meisten Werkzeugmaschinen für den allgemeinen Maschinenbau hinsichtlich ihrer Festigkeitsdimensionen englischen Vorbildern nachgebaut und letztere durch Probieren zu Stande gekommen. Natürlich ist man auch in der Lage, von ausgeführten, den an dieselben gestellten Anforderungen vollkommen entsprechenden Maschinen, Verhältniszahlen für die Festigkeitsdimensionen abzuleiten, welche bei der Construction ähnlicher Maschinen als Anhaltspunkte dienen können. Solche Anhaltspunkte bieten für die Hauptdimensionen auch die im Maßstab gezeichneten Maschinen-Typen in den beigeschlossenen Figurentafeln. Insoweit, als übrigens die Festigkeitsdimensionen auf Grund gegebener Kräfte und Kraftrichtungen durch die Rechnung bestimmt werden können, ist die Berechnung selbst nach den bezüglichen Regeln der Festigkeitslehre leicht durchzuführen.

Um endlich für den Antrieb der Werkzeugmaschinen nicht zu kleine, aber auch nicht zu große Riemenscheiben auf der Werkstätten-Transmission, beziehungsweise auf der Vorgelegewelle des Deckenvorgeleges, Wandvorgeleges, Bodenvorgeleges oder an der Maschine selbst montierten Vorgeleges zu erhalten, ist es nothwendig, die minutliche Umdrehungszahl der Werkstätten-Transmission mit Rücksicht auf jene der Deckenvorgelege ꝛc., der davon zu betreibenden Werkzeugmaschinen festzusetzen. Es ergeben sich naturgemäß für die Vorgelegewellen größerer Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung der Metalle geringere minutliche Umdrehungszahlen als für

kleinere derartige Maschinen und wieder für Holzbearbeitungsmaschinen viel größere minutliche Umdrehungszahlen als für Werkzeugmaschinen zur Metallbearbeitung. Es wird demnach auch zweckmäßiger Weise die Werkstätten-Transmission im ersteren Falle eine kleinere, in den letzteren Fällen eine größere minutliche Umdrehungszahl erhalten.

Man findet die minutlichen Umdrehungszahlen der Deckenvorgelegewellen, Wandvorgelegewellen, und endlich der Vorgelegewellen oder Antriebwellen mit fester und loser Riemenscheibe an der Maschine selbst, gewöhnlich innerhalb der in folgender Tabelle angegebenen Grenzen angewendet.

Tabelle der minutlichen Umdrehungszahlen der Deckenvorgelegewellen oder Antriebwellen mit fester und loser Riemenscheibe der Werkzeugmaschinen.

Art der Maschine	Minutliche Umdrehungszahl	Art der Maschine	Minutliche Umdrehungszahl
Schleifmaschinen mit rotierenden Schmirgelscheiben	270 bis 400	Zapfenschneid- und Schlitzmaschinen mit rotierendem Messerkopf	300 bis 320
Schleifstein (mit Sandstein)	80 bis 100	Fräsmaschinen mit Stirnfräsen für die Metallbearbeitung	100 bis 120
Sandpapier-Maschinen mit Schleiftrommel o. Schleifband	350 bis 420	Räderfräsmaschinen für die Metallbearbeitung	80 bis 100
Bandsägen mit 750 bis 1000 *mm* Durchmesser der Rollen für die Holzarbeit	300 bis 400	Desgleichen für die Holzbearbeitung	200 bis 250
Desgleichen für Eisen im kalten Zustande	110 bis 130	Holzhobelmaschinen mit rotierenden Messerköpfen, Messerwellen oder Messerwalzen	200 bis 400
Kreissägen mit 600 bis 1200 *mm* Durchmesser des Sägeblattes für die Holzbearbeitung	600 bis 1200	Abrichthobelmaschinen mit rotierender Messerscheibe	200 bis 400
Fräsmaschinen mit Kreissägeblatt für die Metallbearbeitung	50 bis 100	Wandbohrmaschinen u. überhaupt Bohr- und Langlochbohrmaschinen für kleinere Löcher, für die Metallbearbeitung	80 bis 200
Fräsmaschinen mit Scheibenfräse für die Metallbearbeitung	60 bis 80	Freistehende und Radialbohrmaschinen für größere Löcher und Cylinderbohrmaschinen, für die Metallbearbeitung	20 bis 120
Fräsmaschinen mit Messerkopf für die Metallbearbeitung	70 bis 100		
Desgleichen für die Holzbearbeitung	300 bis 800		

Art der Maschine	Minutliche Umdrehungszahl	Art der Maschine	Minutliche Umdrehungszahl
Holzbohrmaschinen	120 bis 750	Schraubenschneidmaschinen.	80 bis 200
Kleine Drehbänke für die Metallbearbeitung . . .	100 bis 160	Hobelmaschinen mit Zahnstangenantrieb für die Metallbearbeitung.	75 bis 130
Desgleichen für den leeren Rücklauf bei dem Schraubenschneiden	130 bis 160	Hobelmaschinen mit Leitspindelantrieb für die Metallbearbeitung.	180 bis 240
Mittelgroße Drehbänke für die Metallbearbeitung. .	70 bis 100	Hobelmaschinen mit Antrieb durch oscillierende Kurbelschleife, für die Metallbearbeitung	60 bis 75
Desgleichen für den leeren Rücklauf bei dem Schraubenschneiden.	100 bis 130	Blechkantenhobelmaschine .	85 bis 95
Große Drehbänke für die Metallbearbeitung. . . .	30 bis 60	*Shaping*-Maschinen. . . .	60 bis 90
Desgleichen für den leeren Rücklauf bei dem Schraubenschneiden.	40 bis 80	Nuthstoßmaschinen	80 bis 120
		Holzstemmaschinen	140 bis 160
		Verticale Gattersägen . . .	130 bis 200
Plandrehbänke und Räderdrehbänke	20 bis 50	Horizontale Gattersägen (Furnürschneidmaschinen)	200 bis 250
Holzdrehbänke	140 bis 150	Lochmaschinen und Scheren	90 bis 180

Hiernach kann man für die Werkstätten-Transmission die minutliche Umdrehungszahl n'' nehmen:

$n'' = 80$ bis 90 für Werkstätten, in welchen hauptsächlich größere Maschinen zur Metallbearbeitung aufgestellt werden,

$n'' = 90$ bis 100 für Werkstätten, in welchen hauptsächlich kleinere Maschinen zur Metallbearbeitung aufgestellt werden,

$n'' = 150$ bis 160 für Sägeanlagen mit Gattersägen und Kreissägen,

$n'' = 150$ bis 200 für Holzbearbeitungswerkstätten, je nach der Art der jeweilig verwendeten Maschinen.

Sind die Durchmesser der Riemenscheiben gegeben oder angenommen, so ergeben sich die Riemenbreiten durch die Rechnung, wenn die zu übertragende Umfangskraft bekannt ist. Da letzteres jedoch gewöhnlich nicht der Fall ist, wird die Riemenbreite erfahrungsgemäß im Verhältnisse zum Scheibenhalbmesser und bei Stufenscheiben im Verhältnisse zum mittleren Scheibenhalbmesser angenommen. In beiden Fällen kann die vom Verfasser angegebene Tabelle der Riemenscheiben und Riemen (P. I. S. 237, 2. Aufl.) mit Vortheil benützt werden. Es ist hierzu nur beizufügen, dass die dort angegebenen Verhältnisse für leichte

Maschinen genügen, oder auch die Riemen und Scheiben noch etwas schmäler gemacht werden können, dass jedoch bei gleichem Scheibenhalbmesser schwere Maschinen 1,2 bis 1,4 von der dort angegebenen Riemenbreite erhalten. Die Scheibenbreite wird im Verhältnisse zur Riemenbreite β höchstens $B = 1{,}1\ \beta$, beziehungsweise bei der Riemenbestellung die Riemenbreite mindestens $\beta = 0{,}9\ B$ genommen.

Ist für den Durchmesser nicht durch räumliche Verhältnisse eine Beschränkung vorhanden, sondern etwa wie bei einer Kreissäge die für die Maschine erforderliche und vom Riemen zu übertragende Antriebsarbeit in Pferdestärken und die erforderliche minutliche Umdrehungszahl mit Rücksicht auf den Durchmesser des Sägeblattes bekannt, so kann für die Ermittlung des Scheibenhalbmessers R und der Riemenbreite β zu dem Verhältnisse $(N : n)$ unmittelbar die vorgenannte Tabelle der Riemenscheiben und Riemen benützt werden, so lange sich nicht mit dem daraus entnommenen Scheibenhalbmesser eine zu große Umfangsgeschwindigkeit ergibt. Wäre letzteres der Fall, so müsste für die als zulässig angenommene Umfangsgeschwindigkeit der Scheibenhalbmesser berechnet und hiefür die Riemenbreite bestimmt werden.

Die Achsen und Wellen werden im Verhältnisse zu den Riemen und Scheiben so stark dimensioniert, dass eher der Riemen gleitet und herabfällt, als eine übermäßige Beanspruchung der Achsen und Wellen eintritt, und die Durchbiegung in Folge des Riemenzuges möglichst verschwindend klein ausfällt, also stärker als gewöhnliche Transmissionswellen. Bei den Bodenwellen der Räderdrehbänke wird der Durchmesser so groß genommen, dass die Verdrehung derselben zwischen den beiden in die Planscheiben-Zahnkränze eingreifenden Getrieben möglichst gering ausfällt, um bei wechselndem Schnittwiderstande die Achse des eben abgedrehten Räderpaares gegen die Beanspruchung durch Torsion thunlichst zu schützen.

Die bei einer großen Anzahl von Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung der Metalle angewendeten Zahnräder werden mit Rücksicht auf den bei absatzweisem Schnitt sich ergebenden nicht stoßfreien Gang sehr kräftig dimensioniert. Das Verhältnis ψ der Zahnbreite b zur Zahntheilung t wird bei Werkzeugmaschinen leichterer Construction kleiner und bei solchen schwerer Construction, d. i. bei den in allen Dimensionen zur möglichsten Hintanhaltung von Vibrationen und der Genauigkeit der Arbeit abträglichen oder den Bestand der Maschine gefährdenden Durchbiegungen und Verdrehungen, recht kräftig ausgeführten Werkzeugmaschinen, größer gemacht. Als Anhaltspunkt kann man nehmen:

für leichtere Maschinen

$$\psi = \frac{b}{t} = 2{,}5 \text{ bis } 2{,}75 \quad \ldots \quad (92$$

für schwere Maschinen

$$\psi = \frac{b}{t} = 3 \text{ bis } 3{,}25 \quad \ldots \quad (93$$

für Wechselräder der Drehbänke zum Schraubenschneiden

$$\psi = \frac{b}{t} = 2{,}5 \quad \ldots \quad (94$$

Ausrückbare Rädervorgelege erhalten häufig Räderpaare mit gleicher Zähnezahl und gleicher Theilung, wovon jedoch das stärker beanspruchte nach Gl. (92 resp. (93 dimensioniert ist, dagegen das schwächer beanspruchte Räderpaar nur 0,8 bis 0,9 der Zahnbreite der ersteren erhält. Die zugehörigen Steuerräder, beziehungsweise die Wechselräder einer Drehbank, erhalten gewöhnlich ohne besondere Festigkeitsrechnung eine Theilung gleich 0,55 bis 0,65 von jener der Antriebstirnräder.

Es ist ferner bezüglich der Zahnräder zu bemerken, dass man mit Rücksicht auf das zu erzielende, meist sehr große Übersetzungsverhältnis, für das Getriebe häufig 11 Zähne angewendet findet, jedoch wegen der größeren Eingriffsdauer und damit im Zusammenhange stehendem ruhigerem Gange der Werkzeugmaschine darnach streben muss, mit der Zähnezahl des Getriebes nicht unter 18 herunter zu gehen.

Die Durchmesser der Stirnräder sind in manchen Fällen durch die Dimensionen der Werkzeugmaschine begrenzt, wie z. B. bei einer Supportdrehbank mit ausrückbarem Rädervorgelege durch die Spitzenhöhe, oder bei einer Zahnkranzplanscheibe einer Plandrehbank oder einer Räderdrehbank durch den Durchmesser der Planscheibe. In solchen Fällen ist nach Annahme der wieder zumeist erfahrungsgemäß festgestellten Theilung, die Zähnezahl des Stirnrades oder Zahnkranzes ebenfalls bereits bestimmt. In anderen Fällen, wie z. B. bei Nuthstoßmaschinen, werden die Zahnräderdimensionen im Verhältnisse zum Riemen aufgrund des vorgeschriebenen oder nach den Angaben über die Geschwindigkeitsverhältnisse berechneten Übersetzungsverhältnisses bestimmt. Es ist diesbezüglich zu bemerken, dass man mit Rücksicht auf den ruhigeren Eingriff gewöhnlich das Übersetzungsverhältnis eines Räderpaares nicht über 1 : 11 betragen lässt, so dass bei einem Getriebe mit der Zähnezahl $z_1 = 11$, die Zähnezahl des damit im Eingriff stehenden Stirnrades höchstens $z_2 = 11 \cdot 11 = 121$ beträgt.

Mit Rücksicht auf einen ruhigen Eingriff der Zähne wird gewöhnlich die Cycloiden-Verzahnung angewendet. Zur Erzielung einer großen Eingriffsdauer werden die Zahnräder am besten als Einzelnräder construiert, indem für bestimmte Maschinenantriebe auch ganz bestimmte, speciell dafür modellierte, Zahnräderpaare zur Anwendung gebracht werden, derart, dass ein Stirnrad immer nur mit einem speciell dazu angefertigten Getriebe zusammenarbeitet. Erfolgt das Formen des Stirnrades oder Zahnkranzes einer Planscheibe mittels der Formmaschine, so ist dieser Bedingung entsprochen, wenn das jeweilige Getriebe zu dem betreffenden Zahnsegment besonders angefertigt wird. In diesem Falle ist es zweckmäßig, die Wälzungskreise für die Zahnconstruction so groß als möglich zu machen. Das äußerste wird erreicht, wenn jedes der beiden Zahnräder gerade radiale Fußflanken erhält; es ist dann der Wälzungskreisdurchmesser für den Zahnfuß des Getriebes und den Zahnkopf des Stirnrades gleich dem Theilkreishalbmesser des Getriebes und der Wälzungskreisdurchmesser für den Zahnfuß des Stirnrades und den Zahnkopf des Getriebes gleich dem Theilkreishalbmesser des Stirnrades oder Zahnkranzes.

Werden die Zahnräder der vorstehenden Bemerkung entgegen als Satzräder construiert, so soll zumindest das kleinste Rad im Satze nicht unter 18 Zähne haben, so dass der Durchmesser des Wälzungskreises für den Zahnkopf und Zahnfuß aller Räder eines Satzes gleich dem Theilkreishalbmesser des Getriebes mit 18 Zähnen wird und dieses gerade Fußflanken erhält.

In Folge der Anwendung von zwei Räderpaaren mit bestimmtem Übersetzungsverhältnisse auf zwei parallelen Wellen, bei den Antrieben mit ausrückbarem Rädervorgelege, ist es nicht immer möglich die Zahntheilung einer ganzen Stichzahl (Tabelle P. I. S. 86, 2. Auflg.) entsprechend festzusetzen, sondern man hat nach Bestimmung der Dimensionen für das eine Räderpaar bei abweichenden Zähnezahlen des zweiten Räderpaares, für diese und die bereits durch das erste Räderpaar bedingte Achsenentfernung, die Theilung für das zweite Paar zu berechnen, ohne daran weiter eine Abrundung vornehmen zu dürfen.

Bei den Wechselrädern der Drehbänke zum Schraubenschneiden kann die Abrundung der Zahntheilung auf ganze Stichzahlen wegen der sich hierdurch ergebenden zu großen Abstände in den Theilungen der einzelnen Rädersätze nicht in allen Fällen durchgeführt werden.

Aus den vorgenannten Gründen findet man im Werkzeugmaschinenbau häufig Zahnräder nicht nach einer ganzen Stichzahl dimensioniert.

Wo es übrigens möglich ist, die Abrundung nach einer ganzen Stichzahl durchzuführen, wird es immerhin angezeigt erscheinen, um den Vortheil einer ganzen Zahl für den Durchmesser zu gewinnen.

Zur Ermittlung der zum Betriebe einer Werkzeugmaschine erforderlichen mittleren Antriebsarbeit sind mehrfach durch Druckschriften bekannt gegebene Versuche durchgeführt worden, u. A. von Prof. Burg in Wien, Prof. Dr. E. Hartig in Dresden, Prof. W. F. Exner in Wien.*)

Die Support-Dimensionen ergeben sich bei Supportdrehbänken sehr einfach und zwar dadurch, dass in die Spitzenhöhe die den erforderlichen Bewegungen des Werkzeuges entsprechende Anzahl von Supportbestandtheilen der Höhe nach eingetheilt wird, und die Breitendimensionen dem Ansehen nach, oder im Verhältnisse zur Höhe, behufs Erzielung genügend breiter Auflagflächen sofort in der Zeichnung selbst festgestellt werden. Hiermit sind auch die Höhen der Räume, in welchen die Supportspindeln liegen müssen, sowie der Wände, welche die Bohrungen zur Lagerung der Supportspindeln zu enthalten haben bestimmt, also auch diese selbst leicht hinein zu zeichnen. Die Steigung des flachgängigen Gewindes der Supportspindeln wird nach der *Whitworth*'schen Tabelle für flachgängige Schrauben für den in der Zeichnung gewonnenen Durchmesser bestimmt, und bei selbstthätigem Vorschub durch die der jeweiligen Anordnung entsprechend zu berechnenden Steuerräder die erforderliche Spindeldrehung erzielt. Die Steuerräder sind gewöhnlich Wechselräder von derselben Drehbank und die bezügliche Dimensionsbestimmung ist sohin lediglich eine Berechnung von Zähnezahlen aus den Übersetzungsverhältnissen, welche nach getroffener Wahl der Vorschubgrößen (Tabelle Seite 111) leicht zu ermitteln sind.**)

---

*) Die Resultate dieser letzteren Versuche sind zusammengefasst enthalten in den Werken: Versuche über Leistung und Arbeits-Verbrauch der Werkzeugmaschinen von Dr. E. Hartig. Leipzig. Die Werkzeuge und Maschinen zur Holzbearbeitung von W. F. Exner und Carl Pfaff. Weimar. Allgemeine Regeln lassen sich hiernach für Werkzeugmaschinen beliebiger Art nicht aufstellen, und kann sohin bezüglich der für die untersuchten Maschinen gewonnenen Formeln nur auf die Benützung dieser Werke selbst verwiesen werden, in welchen auch die Untersuchungsmethode selbst behandelt erscheint.

**) Hierüber ist eine ganze Reihe von Beispielen in dem umfangreichen und zahlreiche Constructionsdetails in dem viele Tafeln enthaltenden Werke „Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau zur Metall- und Holzbearbeitung von J. Hart, München 1879" enthalten.

Supporte anderer Werkzeugmaschinen erhalten bei gleichen Querschnittsdimensionen des quadratischen Messerstahles auch ungefähr die gleichen Dimensionen, wie sie die übereinstimmenden Theile eines Drehbanksupportes aufweisen.

Die Leitspindeln der Supportdrehbänke zum Egalisieren und Schraubenschneiden werden gewöhnlich ohne Rücksicht auf die bei gleicher Spitzenhöhe verschiedene Drehlänge und Bettlänge im Durchmesser nach der Spitzenhöhe dimensioniert und erhalten ein dem Durchmesser angepasstes Gewinde, welches behufs leichter Einrückung der Mutter im Schlosse zweckmäßig conisch hergestellt wird, wie in Fig. 8, Taf. XLIII. Für den äußeren Durchmesser d des Leitspindelgewindes kann man für eine schwere Drehbank von der Spitzenhöhe h als Anhalt nehmen

$$d = 0{,}22\,h + 10\,mm \quad \ldots \quad (95$$

für eine leichte Drehbank aber 0,8 bis 0,85 hievon.

Die Drehbankspindel selbst wird zur Sicherung gegen Biegung sehr stark dimensioniert. Man kann für die Spitzenhöhe h den Durchmesser d' der schmiedeisernen oder stählernen Spindel der gewöhnlichen Supportdrehbänke im vorderen Lager nehmen, und zwar für schwere Drehbänke

$$d' = 0{,}22\,h + 15\,mm \quad \ldots \quad (96$$

für leichte Drehbänke aber 0,8 bis 0,85 hievon.

Werden für die Wellenlagerung geschlossene Metallbüchsen angewendet, so erhalten diese für den Wellendurchmesser d' eine Wandstärke

$$\delta = 0{,}1\,d' + 3\,mm \quad \ldots \quad (97$$

und das ausgebohrte Lagerauge dazu eine Wandstärke

$$\delta_1 = 0{,}5\,d' + 3\,mm \quad \ldots \quad (98$$

Gusseiserne verlängerte Nabenhülsen an Getrieben, auf welche Stirnräder oder Stufenscheiben aufgekeilt sind, wie in Fig. 1, Taf. IX, Fig. 7, Taf. X, und Fig. 6, Taf. XXI, erhalten für den Wellendurchmesser d' eine Wandstärke

$$\delta_2 = 0{,}25\,d' + 3\,mm \quad \ldots \quad (99$$

und dieselbe Wandstärke δ_2 erhält die hohle gusseiserne Vorgelegewelle für ein ausrückbares Rädervorgelege Fig. 3, Taf. IX, wobei d' den Durchmesser der excentrisch gelagerten Achse bezeichnet.

Mit Rücksicht auf die Bedienung der Werkzeugmaschinen sind folgende Höhendimensionen vom Fußboden ab gebräuchlich:

Höhe der Spitzenachse bei gewöhnlichen Supportdrehbänken

$H = 1000$ bis $1040\,mm$; im Mittel $H = 1020\,mm$,

Höhe der Spindelachse bei Plandrehbänken

$$H = 1050 \text{ bis } 1250\ mm,$$

Höhe der Spindelachse bei Horizontalbohr- und Fräsmaschinen

$$H = 1000 \text{ bis } 1300\ mm,$$

Höhe des unteren Spindellagers bei freistehenden Bohrmaschinen

$H = 1400$ bis $1600\ mm$; im Mittel $H = 1500\ mm$,

Größte Tischhöhe bei Langlochbohrmaschinen

$$H = 1000\ mm$$

Tischhöhe einer gewöhnlichen Hobelmaschine zur Metallbearbeitung

$H = 650$ bis $850\ mm$; im Mittel $H = 750\ mm$,

Tischhöhe bei Blechkantenhobelmaschinen

$$H = 820 \text{ bis } 920\ mm$$

Betthöhe oder Ständerhöhe bei *Shaping*-Maschinen

$H = 920$ bis $1200\ mm$; im Mittel $H = 1060\ mm$,

Tischhöhe bei Nuthstoßmaschinen

$H = 650$ bis $950\ mm$; im Mittel $H = 800\ mm$,

Messerhöhe und Matritzenhöhe bei Scheren und Lochmaschinen

$H = 500$ bis $800\ mm$; im Mittel $H = 650\ mm$,

Tischhöhe bei Kreissägen zur Holzbearbeitung

$H = 800$ bis $900\ mm$; im Mittel $H = 850\ mm$,

Tischhöhe bei Bandsägen zur Holzbearbeitung

$H = 1000$ bis $1040\ mm$; im Mittel $H = 1020\ mm$,

Auflaghöhe bei Schleifsteinen

$H = 950$ bis $990\ mm$; im Mittel $H = 970\ mm$.

1. Beispiel. Für eine vorliegende doppelte Bolzendrehbank nach Fig. 7 und 8, Taf. VIII, soll die minutliche Umdrehungszahl der Deckenvorgelege so bestimmt werden, dass sich die beiden Geschwindigkeitsdiagramme nicht decken, sondern das dem rechtsseitigen Spindelstock entsprechende Diagramm dasselbe bleibt, welches in Fig. 1, Taf. XXXIX, für diese Maschine nach den Angaben auf Seite 128 gezeichnet ist, dagegen das Diagramm für den linksseitigen Spindelstock die zweite Geschwindigkeitsreihe OII' zwischen jener OI und OII und die erste Geschwindigkeitsreihe OI' links von OI aufweist, derart, dass alle vier aufeinanderfolgenden Geschwindigkeitsreihen beider übereinander gezeichneter Diagramme annähernd ein einziges normales Geschwindigkeitsdiagramm ergeben, wie ein solches für eine Maschine mit einem Antrieb durch vier verschiedene Durchmesser an einer einzigen Stufenscheibe in Fig. 3, Taf. XXXVIII, gezeichnet ist.

Es ist die minutliche Umdrehungszahl für das Deckenvorgelege des linksseitigen Spindelstockes und das sich aus dem combinierten Diagramm ergebende mittlere Geschwindigkeitsverhältnis $K = (u_2 : u_1)$ zu bestimmen.

Nach den Angaben auf Seite 128 sind die in Betracht kommenden Dimensionen dieser Maschine $d_1 = 210\,mm$; $d_2 = 160\,mm$ und für das rechtsseitige Deckenvorgelege $n' = 100$; $n_1 = 131{,}25$; $n_2 = 76{,}19$. Werden die beiden minutlichen Umdrehungszahlen am linksseitigen Spindelstock mit n'_1 und n'_2 und die zugehörige Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges mit n'_0 bezeichnet, so ergibt sich zunächst, weil n'_2 zwischen n_1 und n_2 fallen soll, gemäß der Bedingungsgleichungen (20 und (21, Seite 141, für das Geschwindigkeitsverhältnis im combinierten Diagramm

$$K = \frac{n'_2}{n_1}$$

$$K = \frac{n_2}{n'_2}$$

und durch Multiplication beider Gleichungen

$$K^2 = \frac{n_2}{n_1} = \frac{76{,}19}{131{,}25} = 0{,}58$$

und hiermit

$$K = \sqrt{0{,}58} = 0{,}76.$$

Es folgt hieraus, dass es nunmehr möglich ist, die Bolzen sämmtlich innerhalb mehr ökonomischer Grenzen der Schnittgeschwindigkeit abzudrehen, indem für das einfache Diagramm das Geschwindigkeitsverhältnis

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{n_2}{n_1} = 0{,}58$$

ist, während das combinierte Diagramm das Geschwindigkeitsverhältnis

$$\frac{u_2}{u_1} = 0{,}76$$

aufweist, welches ganz wesentlich günstiger ist. Für diesen Wert von K ergibt sich nun die minutliche Umdrehungszahl

$$n'_2 = K \,.\, n_1 = 0{,}76 \,.\, 131{,}25 = 99{,}75 \backsim 100$$

und hiermit die minutliche Umdrehungszahl des linksseitigen Deckenvorgeleges

$$n'_0 = \frac{d_1}{d_2} \,.\, n'_2 = \frac{210}{160} \,.\, 100 = 131{,}25 \backsim 131{,}5.$$

2. Beispiel. Eine horizontale Cylinderbohrmaschine nach Fig. 6 und 7, Taf. XVI, ergibt mit einer Stufenscheibe von drei verschiedenen

Durchmessern und den auf S. 155 angegebenen Dimensionen das Geschwindigkeitsdiagramm, Fig. 5, Taf. XL, mit dem Geschwindigkeitsverhältnisse $K = 0{,}71$.

Es soll dieses Geschwindigkeitsverhältnis dadurch verbessert werden, dass zwischen die zwei Geschwindigkeitsreihen *O I* und *O III* statt jener *O II* zwei Geschwindigkeitsreihen hineinfallen und sohin die frühere dritte, nunmehr als vierte Geschwindigkeitsreihe erscheint. Es sind die zugehörigen Durchmesser der beiden gleichen Stufenscheiben so zu bestimmen, dass sich ein normales Geschwindigkeitsdiagramm mit vier Geschwindigkeitsreihen ergibt, und ist ferner das Geschwindigkeitsverhältnis zu ermitteln, welches durch dieses neue Diagramm erzielt wird.

Es bleiben also die minutlichen Umdrehungszahlen beim Riemenlauf auf den beiden äußeren Stufen dieselben und mithin auch diese Durchmesser, wobei jedoch der frühere dritte, jetzt der vierte Durchmesser an der Stufenscheibe wird, nämlich $d_1 = 520\ mm$; $d_4 = 370\ mm$ und die bezüglichen Umdrehungszahlen der Bohrspindel sind $n_1 = 2{,}81$, $n_4 = 1{,}42$. Die Schneckenradübersetzung bleibt unverändert $z_1 : z_2 = 1 : 60$ und ebenso die minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 120$, also auch der größte Durchmesser des auszubohrenden Cylinders.

Für eine Stufenscheibe mit vier verschiedenen Durchmessern ergibt ein normales Geschwindigkeitsdiagramm die Bedingungsgleichungen (24 und (25, S. 142, wozu noch die Bedingung constanter Riemenlänge hinzukommt, welcher durch die Einhaltung constanter Durchmesser-Summe je zweier zusammen arbeitender Scheiben genügt ist, also durch die Gleichung

$$d_1 + d_4 = d_2 + d_3 = 520 + 370 = 890.$$

Aus Gl. (24 ist nun das neue Geschwindigkeitsverhältnis

$$K = \sqrt[3]{\left(\frac{d_4}{d_1}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{370}{520}\right)^2} = 0{,}7974$$

und hiermit ergibt die Gl. (25

$$d_3 = d_2 \,.\, \sqrt{K} = d_2 \,.\, \sqrt{0{,}7974} = 0{,}893 \,.\, d_2$$

Es ergeben sich also für d_2 und d_3 die beiden Gleichungen

$$d_2 + d_3 = 890$$
$$d_3 = 0{,}893 \,.\, d_2$$

und durch deren Auflösung die gesuchten Durchmesser

$$d_2 = 470\ mm;\ d_3 = 420\ mm.$$

Die Bohrspindel erhält hiermit die minutlichen Umdrehungszahlen

$$n_1 = \frac{d_1}{d_4} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{520}{370} \cdot \frac{1}{60} \cdot 120 = 2{,}81$$

$$n_2 = \frac{d_2}{d_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{470}{420} \cdot \frac{1}{60} \cdot 120 = 2{,}24$$

$$n_3 = \frac{d_3}{d_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{420}{470} \cdot \frac{1}{60} \cdot 120 = 1{,}79$$

$$n_4 = \frac{d_4}{d_1} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{370}{520} \cdot \frac{1}{60} \cdot 120 = 1{,}42$$

Die nach den vorstehend berechneten Dimensionen sich ergebende Stufenscheibe weist in den Durchmessern die constante Abstufung von 50 *mm* auf, und man konnte mithin auch die constante Abstufung der Rechnung zu Grunde legen.

Mit dieser Stufenscheibe ergibt das Geschwindigkeitsdiagramm das Geschwindigkeitsverhältnis $K = 0{,}7974 \sim 0{,}8$, welches ökonomisch wesentlich besser ist, als jenes bei der früheren Stufenscheibe.

3. Beispiel. Es sind die Antriebsdimensionen einer Supportdrehbank von 200 *mm* Spitzenhöhe, nach Fig. 9, Taf. VIII, so zu bestimmen, dass dieselbe ein normales Geschwindigkeitsdiagramm aufweist und beim langsamsten Gang noch die Planscheibe von 400 *mm* Durchmesser mit der Schnittgeschwindigkeit $u = 1{,}13 \,.\, 80 = 90$ *mm* (Tabelle S. 114) abgedreht werden kann.

Für den Durchmesser $D = 400$ *mm* und die Schnittgeschwindigkeit $u = 90$ *mm* ergibt sich die minutliche Umdrehungszahl der Drehbankspindel

$$n = \frac{60 \,.\, u}{\pi D} = \frac{60.90}{1257} = 4{,}3$$

und weil vier verschiedene Durchmesser an der Stufenscheibe und ein ausrückbares Rädervorgelege im Spindelstock vorkommen, so ist dies die kleinste Umdrehungszahl, also $n_8 = 4{,}3$.

Wählt man nun nach Gl. (46 das Geschwindigkeitsverhältnis $K = 0{,}6$ und entnimmt man ferner der Zeichnung mit Rücksicht auf die Höhe des Spindelstocktheiles unter der Stufenscheibe und den für den Riemen erforderlichen Zwischenraum den grössten Durchmesser der Stufenscheibe $d_1 = 255$ *mm*, so erhält man aus der Gl. (24 den kleinsten Durchmesser der Stufenscheibe

$$d_4 = d_1 \,.\, K \,.\, \sqrt{K} = 255 \,.\, 0{,}6 \,.\, \sqrt{0{,}6} = 118{,}5 \sim 120 \text{ mm}$$

und demnach für die constante Abstufung in den Durchmessern $(255 - 120) : 3 = 135 : 3 = 45$ *mm* weiter

$$d_3 = d_4 + 45 = 120 + 45 = 165\ mm$$
$$d_2 = d_3 + 45 = 165 + 45 = 210\ mm$$

Für die Räderübersetzung gibt die Gl. (30

$$i_1 = K^4 = 0{,}6^4 = 0{,}1296$$

und wenn man zwei gleiche Räderpaare anwendet, also $z_1 = z_3$ und $z_2 = z_4$ setzt, so ergibt sich aus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2$$

$$\frac{z_1}{z_2} = \sqrt{i_1} = 0{,}36.$$

Wählt man nun die Zähnezahl des Getriebes

$$z_1 = 21,$$

so erhält man die Zähnezahl des Stirnrades

$$z_2 = 21 : 0{,}36 = 58{,}3 \sim 58$$

und hiermit die Übersetzung

$$i_1 = \frac{z_1}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_4} = 0{,}1311.$$

Entnimmt man ferner aus der Zeichnung, dass der Theilkreis-Durchmesser des Stirnrades auf der Drehbankspindel annähernd 290 *mm* betragen kann, so erhält man, wenn man zunächst daran denkt, eine ganze Stichzahl anzuwenden, für den Halbmesser $R_4 = 145$ des Stirnrades aus der Gleichung

$$z_4 t = 2\pi R_4$$

die Stichzahl

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{2R_4}{z_4} = \frac{290}{58} = 5$$

welche sofort beibehalten werden kann. Hiefür ist die Zahntheilung (P. I. S. 86)

$$t = 15{,}708\ mm$$

und sind die Theilkreishalbmesser sonach

$$R_1 = R_3 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{21}{2} \cdot 5 = 52{,}5\ mm$$
$$R_2 = R_4 = 145\ mm.$$

Handelt es sich um eine schwere Drehbank, so kann man für die Räder z_3 und z_1 das Breitenverhältnis nach Gl. (93

$$\psi = \frac{b}{t} = 3$$

setzen und erhält hiermit die Zahnbreite

$$b = 3\,t = 3 \,.\, 15{,}708 = 47{,}124 \sim 47\ mm$$

und für die minder beanspruchten Räder z_1 und z_2 die Zahnbreite

$$b_1 = 0{,}8\,b = 37{,}6 \sim 38\ mm$$

Handelt es sich jedoch um eine leichte Drehbank, so wird man für die Räder z_3 und z_4 nach Gl. (92 nehmen

$$b = 2{,}5\,t = 2{,}5 \,.\, 15{,}708 = 39{,}27 \sim 40\ mm$$

und für die Räder z_1 und z_2

$$b_1 = 0{,}8 \,.\, b = 32\ mm$$

Der mittlere Durchmesser der Stufenscheibe ist gleich

$$(165 + 210) : 2 = 375 : 2 = 188\ mm$$

und mithin der Scheibenhalbmesser, für welchen (nach der Tabelle P. I. S. 237, 2. Auflg.) die Riemenbreite, beziehungsweise die Scheibenbreite, zu bestimmen ist

$$R = 188 : 2 = 94\ mm$$

Hiefür ergibt die genannte Tabelle für eine leichte Drehbank den dort enthaltenen, zunächst gelegenen Wert (für $R = 100\ mm$)

$$\beta = 50\ mm$$

somit wird die Scheibenbreite

$$B = 1{,}1 \,.\, \beta = 55\ mm$$

auch werden β und B eventuell noch etwas schmäler gemacht, etwa $B = 52\ mm$.

Handelt es sich jedoch um eine schwere Maschine, so wird nach den gemachten Angaben (S. 168), die Riemenbreite 1,2 von vorstehender, also

$$\beta = 50 \,.\, 1{,}2 = 60\ mm$$

und die zugehörige Scheibenbreite

$$B = 1{,}1 \,.\, \beta = 66\ mm$$

Eventuell kann für ein größeres Breitenverhältnis des Riemens nach Gl. (93 auch ein größeres Breitenverhältnis für die Zahnräder in Anwendung kommen, um die Zahnräder hinsichtlich ihrer Beanspruchung mit der Riemenbreite in Einklang zu bringen. Für die Spitzenhöhe $h = 200\ mm$ ergibt die Gl. (96, Seite 172, den Spindeldurchmesser im vorderen Lager für eine schwere Maschine

$$d' = 0{,}22\,h + 15 = 0{,}22 \,.\, 200 + 15 = 59 \sim 60\ mm$$

und für eine leichte Drehbank

$$d' = 0{,}8 \,.\, 60 = 48\ mm.$$

Mit den berechneten Dimensionen ergibt sich endlich die minutliche Umdrehungszahl der Deckenvorgelegewelle

$$n' = \frac{d_1}{d_4} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot n_8 = \frac{255}{120} \cdot \frac{58}{21} \cdot \frac{58}{21} \cdot 4{,}3 = 70.$$

Für den Schnittgang beim Drehen und ferner für den leeren Rückgang beim Schraubenschneiden nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse, Seite 114,

$$n'_0 = 1{,}33 \,.\, n' = 1{,}33 \,.\, 70 = 93{,}1 \backsim 95$$
$$\text{bis } n'_0 = 1{,}4 \,.\, n' = 1{,}4 \,.\, 70 = 98.$$

Soll die Einrichtung des Deckenvorgeleges, so wie bei der *Whitworth*'schen Drehbank, Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII, mit zwei Sätzen Riemenscheiben ausgeführt werden, dass der Satz mit kleinerem Durchmesser bei oben stehender Riemengabel ebenfalls zum Drehen, und bei unten stehender Gabel für den leeren Rückgang beim Schraubenschneiden dient, so muss bei der Festsetzung der Umdrehungszahl n_0' noch darauf Rücksicht genommen werden, dass die Geschwindigkeitsreihen der sich für die Umdrehungszahlen n' und n_0' ergebenden minutlichen Spindelumdrehungszahlen nicht theilweise decken, sondern neben einander fallen. Sollen die neben einander fallenden Geschwindigkeitsreihen des sich so ergebenden combinierten Diagrammes wie in einem normalen Geschwindigkeitsdiagramme aufeinander folgen, so muss für je zwei aufeinander folgende das Geschwindigkeitsverhältnis gleich dem Verhältnisse der aufeinander folgenden Umdrehungszahlen constant sein (Gl. (20 und (21, Seite 141). Es ergeben sich für die minutliche Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges $n' = 70$ die Spindelumdrehungszahlen $n_1 = 148{,}75$; $n_2 = 89{,}09$; $n_3 = 55$; $n_4 = 32{,}94$; $n_5 = 19{,}50$; $n_6 = 11{,}68$; $n_7 = 7{,}21$; $n_8 = 4{,}32$. Wird ferner $n_0' = 98$ für die zweite Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges beibehalten, so ergeben sich hiefür die minutlichen Umdrehungszahlen der Drehbankspindel $n'_1 = 208{,}25$; $n'_2 = 124{,}7$; $n'_3 = 77$; $n'_4 = 46{,}12$; $n'_5 = 27{,}3$; $n'_6 = 16{,}35$; $n'_7 = 10{,}09$; $n'_8 = 6{,}05$.

Es fallen hiernach die Umdrehungszahlen für $n' = 70$ durchwegs in annehmbaren Intervallen zwischen jene für die Umdrehungszahl $n_0' = 98$. Als Verhältnis zweier aufeinander folgenden Umdrehungszahlen im combinierten Diagramme ergibt sich z. B.

$$\frac{n'_2}{n_1} = \frac{124{,}7}{148{,}75} = 0{,}84$$
$$\frac{n_2}{n'_2} = \frac{89{,}09}{124{,}7} = 0{,}71.$$

Demnach liegt die Geschwindigkeitsreihe für die Umdrehungszahl n'_2 viel näher an jener für die Umdrehungszahl n_1 als an jener für n_2, und wenn die beiden Verhältnisse einander gleich sein sollen, so muss jedes sein

$$\frac{n'_2}{n_1} = \frac{n_2}{n'_2} = \sqrt{\frac{n_2}{n_1}} = \sqrt{0{,}599} = 0{,}774$$

und mithin

$$n'_2 = 0{,}774 \,.\, n_1 = 0{,}774 \,.\, 148{,}75 = 115{,}13.$$

Hiermit ergibt sich aber das Verhältnis der Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges beim leeren Rückgang zu jener beim Schnittgang

$$\frac{n'_0}{n'} = \frac{n'_2}{n_2} = \frac{115{,}13}{89{,}09} = 1{,}292$$

und hieraus die der Bedingung, dass das combinierte Diagramm ein normales mit dem Geschwindigkeitsverhältnisse $K = 0{,}774$ sein soll, entsprechende zweite Umdrehungszahl des Deckenvorgeleges

$$n'_0 = 1{,}292 \,.\, n' = 1{,}292 \,.\, 70 = 90{,}44.$$

Für diese Umdrehungszahl $n'_0 = 90{,}44$ ergeben sich die Spindelumdrehungszahlen $n'_1 = 192{,}19$; $n'_2 = 115{,}10$; $n'_3 = 71{,}06$; $n'_4 = 42{,}56$; $n'_5 = 25{,}19$; $n'_6 = 15{,}09$; $n'_7 = 9{,}32$; $n'_8 = 5{,}58$.

Stellt man die im combinierten Geschwindigkeitsdiagramm den aufeinanderfolgenden Geschwindigkeitsreihen entsprechenden minutlichen Spindelumdrehungszahlen hintereinander, so ergibt sich folgende stattliche Reihe von verschiedenen Umdrehungszahlen:

192,19; 148,75; 115,10; 89,09; 71,06; 55,00; 42,56; 32,94; 25,19; 19,50; 15,09; 11,68; 9,32; 7,21; 5,58; 4,32.

Mit denselben ergibt sich, wenn von den kleineren Differenzen in Folge der Abrundung der Rechnungsresultate abgesehen wird, ein normales Geschwindigkeitsdiagramm, welches nunmehr leicht zu zeichnen ist und das constante Geschwindigkeitsverhältnis $K = 0{,}774$ aufweist.

Die Riemenscheiben auf der Deckenvorgelegewelle können, um nicht zu kleine Scheiben auf der Transmission zu erhalten, etwas grösser werden als die grösste Stufe an der Stufenscheibe. Dieselben werden wegen der Riemenverschiebung doppelt breit; die mittlere fest, die beiden äußeren lose. Der Riemen mit der größeren Umfangsgeschwindigkeit ist für das Drehen ein offener, für den leeren Rückgang beim Schraubenschneiden ein gekreuzter oder umgekehrt, letzteres wenn der zweite Riemen gekreuzt aufgelegt ist, um die für die Drehbankspindel erforderliche

Umdrehungsrichtung zu erzielen. Es können also am Deckenvorgelege drei Riemenscheiben von je 300 *mm* Durchmesser und 120 *mm* Breite (bei einer schweren Drehbank auch noch etwas breiter) angewendet werden. Als Gegenscheiben kommen hierzu auf die Transmission zwei Scheiben von je 180 *mm* Breite dicht nebeneinander aufgekeilt. Die Durchmesser derselben hängen von der minutlichen Umdrehungszahl n'' der Transmission ab, und werden mit Rücksicht auf den Verlust durch das Gleiten der Riemen um 5 % größer zu nehmen sein, als das Übersetzungsverhältnis $\frac{n'}{n''}$ beziehungsweise $\frac{n'_0}{n''}$ ergibt.

Nimmt man die minutliche Umdrehungszahl der Transmission nach den Angaben auf Seite 167 mit $n'' = 90$ an, so ergibt sich hiernach der Durchmesser D' der Riemenscheibe auf der Transmission für die Umdrehungszahl $n' = 70$

$$D' = 1{,}05 \,.\, 300 \,.\, \frac{70}{90} = 245\ mm$$

und der Durchmesser D'_0 für die Umdrehungszahl $n'_0 = 90{,}44$

$$D'_0 = 1{,}05 \,.\, 300 \,.\, \frac{90{,}44}{90} = 316\ mm.$$

4. Beispiel. Eine Kreissäge für Holz mit 600 *mm* Durchmesser und 1200 minutlichen Umdrehungen des Sägeblattes erfordert im Vergleich zu den Ergebnissen der Versuche von Dr. E. Hartig*) eine durch den Riemen zu übertragende Antriebsarbeit von 3,5 Pferdestärken. Es sind die Hauptdimensionen ihres Antriebes zu ermitteln.

Bei der Umdrehungszahl $n = 1200$ und dem Sägeblatt-Durchmesser $D = 600\ mm$ ergibt sich zunächst die Umfangsgeschwindigkeit u des Sägeblattes in Meter pro Secunde

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \,.\, 0{,}6 \,.\, 1200}{60} = 37{,}7\ m$$

*) In dem genannten Werke „Versuche über Leistung und Arbeits-Verbrauch der Werkzeugmaschinen von Dr. E. Hartig. Leipzig 1873" ist auf S. 10, Nr. 7, für eine Kreissäge für Holz, mit 2,05 *mm* Dicke des Sägeblattes, 586 *mm* Durchmesser des Sägeblattes, 2,85 *mm* Breite der Schnittfuge, 22,4 *mm* Zahntheilung, 82 Zähnezahl des Sägeblattes und 1200 minutliche Umdrehungen des Sägeblattes, die erforderliche Betriebsarbeit für normale Geschwindigkeit beim Arbeitsgang mit 3,28 Pferdestärken angegeben.

was nach den Angaben in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (S. 112; $u = 30$ bis $45\ m$ für weiches Holz) als ein zweckmäßiger Mittelwert erscheint.

Es sei vorausgesetzt, dass diese Säge von einer Transmission betrieben werde, welche zu Folge der Angaben S. 167 die minutliche Umdrehungszahl $n'' = 160$ erhält.

Das erforderliche Übersetzungsverhältnis i ist nun ohne Rücksicht auf Riemengleiten

$$i = \frac{n}{n''} = \frac{1200}{160} = 7{,}5$$

und wenn 5 % Geschwindigkeitsverlust durch Riemengleiten vorausgesetzt wird

$$i = 1{,}05 \,.\, 7{,}5 = 7{,}875$$

was für einen directen Antrieb der Sägespindel von der Transmissionswelle zu groß ist. Man wird also ein Vorgelege anzuwenden haben und als größte Übersetzung für ein Paar Riemenscheiben $i_1 = 3$ annehmen, wonach sich für das zweite Paar

$$i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{7{,}875}{3} = 2{,}625$$

ergibt. Nach dem in der Praxis gebräuchlichen Vorgang wird nun die kleinere Übersetzung i_2 von der Transmission auf das Vorgelege und die größere Übersetzung i_1 vom Vorgelege auf die Sägespindel zur Anwendung kommen.

Der Riemenantrieb von der Vorgelegewelle auf die Sägespindel weist sonach die Übersetzung $i = 3$ auf und hiefür ergibt sich nach den Angaben über die Riemendimensionierung (P. I. S. 236 und 237, 2. Aufl.g.) ein passender Scheibenhalbmesser für die kleinere Scheibe

$$R_1 = \left(\frac{i+1}{2i}\right) . R = \left(\frac{3+1}{6}\right) . R = \frac{2}{3} R$$

wobei R der Tabellenwert für das Verhältnis der vom Riemen zu übertragenden Pferdestärken $N = 3{,}5$ zu der Umdrehungszahl $n = 1200$

$$\frac{N}{n} = \frac{3{,}5}{1200} = 0{,}0029$$

nämlich (der nächste Tabellenwert ist 150) rund

$$R = 155\ mm$$

ist. Es wird also der Halbmesser der Riemenscheibe auf der Kreissägespindel

$$R = \frac{2}{3} \,.\, 155 = 103 \sim 105\ mm$$

und somit der Durchmesser dieser Scheibe

$$D = 2R = 210\ mm$$

und die Umfangsgeschwindigkeit derselben in Meter pro Secunde

$$u = \frac{\pi D \,.\, n}{60} = \frac{\pi \,.\, 0{,}21 \,.\, 1200}{60} = 13{,}19\ m,$$

welche als ein zweckmäßiger Mittelwert zulässig ist. Es kann also

$$R = 105\ mm$$

als Halbmesser und

$$D = 210\ mm$$

als Durchmesser für diese Riemenscheibe beibehalten werden.

Es ergibt sich hiefür das Moment

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N}{n} = 716200 \,.\, 0{,}0029 = 2077$$

und hieraus die übertragene Umfangskraft

$$P = 2077 : 105 = 19{,}8\ kg$$

und hiefür unter Voraussetzung eines einfachen Lederriemens nach der Tabelle (P. I. S. 237) die Riemenbreite

$$\beta = 80\ mm,$$

wozu die Scheibenbreite mit Rücksicht auf die große Riemengeschwindigkeit

$$B = 1{,}25 \,.\, \beta = 1{,}25 \,.\, 80 = 100\ mm$$

zu nehmen ist. Für die rasche Abstellung der Säge kommt auf die Sägespindel neben die Festscheibe noch eine ebenfalls 100 *mm* breite Leerscheibe und es erhält somit die Gegenscheibe am Vorgelege die Breite $B_1 = 2 \,.\, B = 200\ mm$ und den Durchmesser $D_1 = 3 \,.\, D = 3 \,.\, 210 = 630\ mm$.

Für die Bewegungsübertragung von der Transmission auf das Vorgelege ist das Übersetzungsverhältnis

$$i = 2{,}625$$

und somit der Halbmesser der kleineren Scheibe

$$R_1 = \left(\frac{i+1}{2i}\right) \,.\, R = \frac{2{,}625 + 1}{2 \,.\, 2{,}625} \,.\, R = \frac{3{,}625}{5{,}250} \,.\, R = 0{,}69 \,.\, R$$

ferner ist die minutliche Umdrehungszahl der Vorgelegewelle

$$n_1 = \frac{1200}{3} = 400$$

und mithin das Verhältnis der übertragenen Pferdestärken $N = 3{,}5$ zur Umdrehungszahl $n = 400$

$$\frac{N}{n} = \frac{3{,}5}{400} = 0{,}00875$$

wofür aus der Tabelle (P. I. S. 237)

$$R = 250\ mm$$

und nach Substitution dieses Wertes in die vorstehende Gleichung der Halbmesser der Riemenscheibe auf der Vorgelegewelle

$$R_1 = 0{,}69 \,.\, 250 = 172{,}5 \sim 175\ mm$$

und somit der Halbmesser der Gegenscheibe auf der Transmission

$$R_2 = 2{,}625 \,.\, R_1 = 2{,}625 \,.\, 175 = 459 \sim 460\ mm$$

beziehungsweise die Durchmesser

$$D_1 = 2\,R_1 = 350\ mm$$
$$D_2 = 2\,R_2 = 920\ mm$$

Es ergibt sich ferner für den Halbmesser $R = 175\ mm$ und die Umdrehungszahl $n = 400$ der Vorgelegewelle das Moment

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N}{n} = 716200 \,.\, 0{,}00875 = 6267$$

und hieraus die vom Riemen übertragene Umfangskraft

$$P = \frac{6267}{175} = 35{,}8\ kg,$$

somit nach der Tabelle (P. I. S. 237) die Riemenbreite für einen einfachen Lederriemen

$$\beta = 110\ mm$$

und dieser entsprechend die Scheibenbreite

$$B = 1{,}25 \,.\, \beta = 1{,}25 \,.\, 110 = 137{,}5 \sim 140\ mm.$$

Es kommt mithin auf die Vorgelegewelle eine Riemenscheibe von 350 *mm* Durchmesser und 140 *mm* Breite, und auf die Transmission eine Riemenscheibe von 920 *mm* Durchmesser und 140 *mm* Breite.

Herstellung der Werkzeugmaschinen.

Die Herstellung einer Werkzeugmaschine in der Ausführung, dass sie den an sie gestellten Anforderungen hinsichtlich der Genauigkeit der Arbeit vollkommen entspricht, gehört wohl zu den schwierigsten Theilen des gesammten Maschinenbaues und erfordert nebst dem tüchtigen Constructeur einen auf den Werkzeugmaschinenbau eingeübten Arbeiterstand. Es kommt nämlich in so vielen Fällen beim Einpassen von Achsen und Wellen, sowie der Reitstockstöße vielmehr auf das durch langjährige Praxis gewonnene Gefühl beim Messvorgange selbst, als auf das Ablesen eines abgegriffenen Maßes an. Es handelt sich dabei eben darum,

die Achse, Welle ꝛc. so einzupassen, dass sie zwar im Lager in radialer Richtung keinerlei merkliche Beweglichkeit aufweist, dagegen doch das Zwischentreten des Schmieröles oder Fettes zwischen die Welle und die Innenwandung der Lagerbohrung gestattet und beim Umdrehen von Hand durch das Gefühl einen vollkommen gleichförmigen Gang erkennen lässt. Dasselbe ist hinsichtlich des Aufpassens der nach dem Hobeln mit der Feile und dem Schaber behandelten Flächen der Fall. Es kommt auch dabei und bei der gesammten Montierung einer Werkzeugmaschine hauptsächlich auf das richtige Gefühl des Monteurs und beziehungsweise des Werkmeisters an.

Eine sorgfältige Auswahl der in der Maschinenwerkstätte für die Fabrikation der Bestandtheile der herzustellenden Werkzeugmaschinen selbst verwendeten Werkzeugmaschinen, sowohl hinsichtlich deren Zweckmäßigkeit, genauer, solider, und auch sonst mustergiltiger Ausführung, sowie deren gute Instandhaltung werden natürlich die Herstellung guter Werkzeugmaschinen begünstigen.

Die häufige Wiederausführung einer ganz gleichen Maschine oder einer solchen, welche wenigstens in den wesentlichen Antriebtheilen genau die nämlichen Dimensionen aufweist, begünstigt die Einführung fester Lehren, Schablonen und Kaliber. Es werden thatsächlich Kaliberdorne besonderer Art und Gegenlehren für die Gewinde der Planscheiben, Mitnehmerscheiben und Futterköpfe der Drehbänke gewöhnlich angewendet, dann solche für die Leitspindeln, für die Bohrerangeln und Körnerangeln ꝛc. Man bedient sich derselben sowie besonderer Einspannvorrichtungen bei der Bearbeitung einzelner, oft wiederkehrender Theile. Es werden besondere Bohrvorrichtungen zur Erzielung gleicher Achsenlage und gleicher Richtung der Löcher beim Bohren von Spindelstöcken und Reitstöcken der häufig ausgeführten Drehbänke, Bohrstangen besonderer Art für conische Löcher mit bestimmter immer wiederkehrender Conicität ꝛc. häufig gebraucht. Nebenbei sind genaue Kaliber für die gebräuchlichen Bohrungen, Achsen und Wellendurchmesser, Reibahlen, Winkel, Lineale und Wasserwagen, Drehdorne mit gegen das Verschlagen gesicherten Körnerlöchern, Gewindeschneidzeuge und richtig geformte und gehandhabte schneidende Werkzeugstähle und Schaber, rundlaufende Bohrer ꝛc. unentbehrliche Hilfswerkzeuge des Werkzeugmaschinenbaues.

Auch eine weit gehende Theilung der Arbeit ist dadurch ermöglicht, dass z. B. Spindelstöcke, Reitstöcke und Supporte für mehrere Drehbänke von gleicher Spitzenhöhe, wenn auch sonst abweichender Ausführung

gleichzeitig und selbst in der Erwartung erst kommender Bestellungen auf Lager angefertigt werden können; ebenso einzelne Theile, wie Supportkurbeln 2c.

Die Anwendung von Schmirgel zum Einschleifen von Achsen, Wellen 2c. in ihren Lagern und zum Aufschleifen von Supporttheilen auf ihren Unterlagen ist zu vermeiden, und für die Fertigstellung ebener Flächen sind nur der Schaber und genaue Richtplatten zu verwenden. Nur beim Einlaufenlassen nicht völlig genau bearbeiteter Zahnräder, behufs Erzielung eines ruhigen Ganges, z. B. bei Hobelmaschinen zur Metallbearbeitung, wird noch vielfach Schmirgel mit Öl zwischen die in Eingriff stehenden Zähne gegeben, damit sich die zusammenarbeitenden Flächen an einander abschleifen. Vor nicht langer Zeit war es fast noch allgemein üblich, auch den Hobelmaschinentisch im Führungsprisma am Maschinenbett mit Öl und Schmirgel einlaufen zu lassen, den Supportschlitten auf dem Drehbankbett mit Schmirgel und Öl aufzuschleifen 2c. Es bleibt jedoch bei diesem Verfahren Schmirgel in den Gusporen festgesetzt zum Verderben der dem Betriebe übergebenen fertigen Werkzeugmaschine zurück und deshalb hat man dasselbe aufgegeben.

Für den ruhigen Gang einer Maschine ist die Ausbalancierung, insbesondere aller rasch rotierenden Theile erforderlich. Bei schweren auf und ab bewegten Theilen werden hiezu an Hebeln 2c. Gegengewichte angebracht.

Für die im Werkzeugmaschinenbau in ausgedehntem Maße angewendeten im Einsatze gehärteten Maschinenbestandtheile kommen besondere Einsatzöfen für den Einsatzprocess und besondere Schleifvorrichtungen zum Rundschleifen im Einsatze gehärteter Spindeln 2c. zur Anwendung.

Mit Rücksicht auf die große Elasticität gusseiserner Drehbankbetten, Wand- und Fundamentplatten 2c. ist es vor Allem nöthig, dieselben für das hobeln und bohren so aufzuspannen, dass sie hierbei nicht verzogen werden und sich auch unter dem schneidenden Werkzeugstahl nicht durchbiegen können. Ferner müssen dieselben, falls noch weitere Vollendungsarbeiten daran vorkommen, wie z. B. das Abrichten der Schlittenführung am Drehbankbett, zur Vornahme derselben und endlich bei der Montierung der ganzen Maschine selbst, so aufgestellt werden, dass sie an keiner für die Unterstützung vorhandenen Stelle frei liegen, weil sie sich schon durch ihr Eigengewicht verziehen würden und die mit dem so verzogenen Bett 2c. durchgeführte Montierung zu großen Fehlern führen würde. Dasselbe ist bezüglich der Aufstellung einer fertigen Maschine am Probierplatze oder am Orte ihrer Verwendung zu beobachten und es werden

in manchen Fällen noch besondere Hilfsmittel zur Controle der richtigen Aufstellung einer Werkzeugmaschine auf dem zugehörigen Fundamente erforderlich sein, bevor die Fundamentschrauben richtig festgezogen werden.

Zur Sicherung der Achsenrichtung, Verhütung des Verziehens und der in Folge dessen auftretenden Unrichtigkeit der Maschine, sowie zur Hintanhaltung von Vibrationen der Maschine in Folge nicht genügend fester Unterstützung, werden die Werkzeugmaschinen nach Möglichkeit auf gemauerte Fundamente (Ziegelmauerwerk mit Cement gemauert und mit stellenweise eingemauerten Sandsteinquadern) gestellt und überdies durch Steinschrauben, beziehungsweise mit Gegenplatten versehene Fundamentschrauben befestigt, wobei sie zur soliden Auflage nach richtiger Unterkeilung noch mit Cement untergossen werden.

Die Herstellung der Schmiernuthen in den Lagern erfolgt zumeist von Hand, bei langen Lagerbüchsen jedoch nach einem Schraubengang auf der Drehbank. Erfolgt die Schmierung durch eine centrale Bohrung der Achse oder Welle, so erhält diese die Schmiernuth, welche dann jedenfalls am leichtesten auf der Drehbank hergestellt wird. Vergessene Schmierlöcher oder Schmiernuthen geben Anlass zum Verreiben von Lagern und Wellen bei der Gangprobe und verursachen hierdurch unangenehme Nacharbeiten.

Gangprobe der Werkzeugmaschinen.

Eine mit großer Sorgfalt und Genauigkeit hergestellte Werkzeugmaschine lässt immer noch Zweifel hinsichtlich ihrer genauen Adjustierung aufkommen, so lange diese nicht durch die wirkliche tadellose Ausführung jeder Art der darauf vorzunehmenden Arbeiten sichergestellt ist. Zu diesem Zwecke wird jede fertige und diesbezüglich mittels Parallelreißer, Lineal und Winkel, sowie durch Drehen der beweglichen Theile von Hand eingehend geprüfte Werkzeugmaschine an einen Probierplatz gestellt, dort auf solider Unterlage vollständig betriebsfähig montiert, in allen Theilen gründlich gesäubert und nach Versorgung aller Schmierlöcher mit reichlichem Ölzufluss, behufs Ausführung der Gangprobe, in Gang gesetzt.

Die erste Ingangsetzung bezweckt zunächst das Einlaufenlassen aller bei den verschiedenen Arbeitsverrichtungen bewegten Maschinentheile und zugehörigen Lager oder Führungen, die Untersuchung des richtigen Ganges der Spindeln, Zahnräder 2c. und lässt mancherlei Vollendungsarbeiten als nothwendig erkennen, deren Ausführung der Reihe nach, wie sie sich

erforderlich erweisen, erfolgt. Hierauf folgt die Vornahme der einzelnen Probearbeiten, um zu sehen, ob die Maschine jede derselben allen Anforderungen entsprechend genau ausführt und Hand in Hand hiermit wird die genaue Adjustierung sämmtlicher jeweilig in Thätigkeit befindlichen Maschinentheile und Mechanismen durchgeführt.

Beispielsweise wird bei der Gangprobe einer Supportdrehbank zum selbstthätigen Egalisieren und Plandrehen ein Stück im Futterkopf eingespannt und durch Steuerung mittels des Supportschlittens abgedreht, um zu erfahren, ob die Spindelachse parallel zum Bettprisma liegt. Ist dies nicht der Fall, so wird das abgedrehte Stück conisch und es muss der Spindelstock so lange nachgestellt werden, bis das abgedrehte Stück vollkommen cylindrisch ist. Ist letzteres der Fall, so ist der Spindelstock am Bett richtig montiert. Hierauf wird ein anderes Stück zwischen den Spitzen abgedreht (egalisiert), um zu erfahren, ob die Verbindungslinie der Körnerspitze im Spindelstock und jener im Reitstock, d. i. die Spitzenachse parallel zum Bettprisma liegt. Ist dieses nicht der Fall, so wird das abgedrehte Stück conisch und es ist nun der Reitstock soweit seitlich zu verschieben, bis das abgedrehte Stück vollkommen cylindrisch ist. Hiernach ist der Reitstock richtig adjustiert. Endlich wird die Planscheibe durch die Plansteuerung abgedreht, um zu erfahren, ob das Kreuzprisma des Supportschlittens genau senkrecht zum Brettprisma steht. So lange die abgedrehte Fläche an der Planscheibe sich hohl oder conisch erweist, was mittels eines genauen stählernen Lineales untersucht wird, so lange ist diese Bedingung für die Plansteuerung nicht erfüllt, und es muss nun an der unteren Prismenführung des Schlittens auf der einen Seite so lange nachgeschabt und auf der zweiten Seite die Prismenleiste nachgestellt werden, bis endlich die abgedrehte Stirnfläche der Planscheibe sich vollkommen eben erweist. Die ersten beiden zeitraubenden und zur genauen Adjustierung wiederholt erforderlichen Arbeiten werden des rascheren Arbeitsfortschrittes wegen an besonders zu diesem Zwecke vorgerichteten Stücken von Holz ausgeführt. Dadurch wird noch der Vortheil erzielt, dass sich keine messbare Abnützung des schneidenden Werkzeugstahles während eines Schnittganges auch beim Abdrehen eines längeren Stückes ergibt, welche diese Untersuchung beeinträchtigen könnte.

Bei einer Verticalbohrmaschine mit Tisch wird bei der Gangprobe in die Bohrspindel eine seitliche abgebogene entsprechend lange Reißnadel eingespannt und mit der, einen Kreis von entsprechend großem Halbmesser beschreibenden Spitze gegen die Tischfläche genau angestellt

und mittels der Bohrspindel im Kreise gedreht, um zu erfahren, ob die Tischfläche senkrecht zur Rotationsachse der Bohrspindel montiert ist. Dasselbe Verfahren wird bei einer genau adjustierten Wandbohrmaschine mit leicht zu verziehender Wandplatte am Aufstellungsplatze auszuführen sein, um sicher zu sein, dass die Wandplatte beim Festschrauben an die Wand nicht wirklich verzogen wurde.

Bei Hobelmaschinen und *Shaping*-Maschinen wird bei der Gangprobe der Tisch abgehobelt ꝛc.

Anlage und Montierung der Transmissionen.

Bei einer neu einzurichtenden Maschinenwerkstätte werden zunächst die in gleichem Maßstabe auf Carton-Papier gezeichneten Grundrisse der aufzustellenden Maschinen einzeln ausgeschnitten und in dem Grundriss-Plan der für ihre Aufstellung in Aussicht genommenen Räumlichkeiten solange hin und her gerückt, bis die für die vorzunehmenden Arbeitsverrichtungen, mit Rücksicht auf die Größe der aufzuspannenden Arbeitsstücke und deren Transport zu und von den betreffenden Werkzeugmaschinen, günstigsten Aufstellungsplätze gefunden sind. Hiernach wird die Lage der erforderlichen Transmissionswellen derart festgestellt, dass selbe einerseits eine zu den Hauptwänden des Werkstättengebäudes parallele Lage erhalten und zum Motor, sowie zu den davon zu betreibenden Werkzeugmaschinen, beziehungsweise deren Deckenvorgelegen in die richtige Entfernung kommen, um nicht zu lange, aber auch nicht zu kurze Riemen zu erhalten. Ferner wird hierbei zu beachten sein, dass die Riemen nicht durch einen, z. B. für einen Laufkrahn frei zu haltenden Raum laufen. Auf diesem Wege wird zunächst entschieden werden, ob dem ganzen Werkstättenraume entlang nur ein einziger Wellenstrang zu führen sein wird oder mehrere parallele, eventuell auch mit Rücksicht auf die Arbeitsbewegungen der Maschinen oder Grundrisse der verfügbaren Räumlichkeiten zu einander senkrechte oder in anderem Winkel zu legende Wellenstränge anzubringen sein werden. Umfasst das Werkstättengebäude mehrere Stockwerke und werden in einem solchen Stockwerke ebenfalls Maschinen aufgestellt, so wird in gleicher Weise auch für die Stockwerke die zweckmäßigste Aufstellung der Maschinen und Anlage der Transmissionswellenstränge ermittelt. Die vorhandenen Raumverhältnisse und die Größe der erforderlichen Betriebskräfte werden hierbei dafür maßgebend sein, ob der Hauptantrieb von der Motorenwelle durch Hanfseile,

Riemen oder Zahnräder zu erfolgen hat, ob eventuell ein Drahtseiltrieb oder gar eine elektrische Kraftübertragung vom Motor zum Werkstättengebäude erforderlich ist und ob im Gebäude selbst die Kraftvertheilung auf die eizelnen Wellenstränge durch Riemen und Riemenscheiben, Stirnräder oder Kegelräder, eventuell durch eine Königswelle für die Stockwerke am zweckmäßigsten erscheint. Hierzu ist zu bemerken, dass man bei Neubauten mit Stockwerken am besten thut, die Zahnräder für die Abzweigung der Transmission durch eine Königswelle zu vermeiden und einen Seilgang anzulegen, in welchem mittels Hanfseilen von der Seilscheibe des Motors weg die Hauptwelle jedes Stockwerkes direct angetrieben wird; und ferner, dass man für weitere Abzweigungen auf parallele, sich schneidende oder sich kreuzende Wellenstränge die Riementransmission, eventuell mit Leitrollen, der Zahnrädertransmission überall dort vorzieht, wo der durch Riemengleiten auftretende Geschwindigkeitsverlust nicht nachtheilig ist.

Auf diesem Wege werden zugleich die von den einzelnen Wellensträngen zu übertragenden Kräfte mit Rücksicht auf den Kraftbedarf der von denselben zu betreibenden Maschinen, sowie die passendsten minutlichen Umdrehungszahlen der einzelnen Wellenstränge mit Rücksicht auf jene der Antrieb- oder Vorlegewellen der aufzustellenden Maschinen festgestellt. Es erfolgt nun die Dimensionsbestimmung der Wellen, Riemenscheiben und Riemen, Zahnräder 2c. nach bekannten Regeln und ebenso die Dimensionsbestimmung und Construction der erforderlichen Hängelager, Consollager, eventuell auch Stehlager und Mauerkästen, Lagerstühle 2c. je nach der Montierung der Transmission an einer Wand, an Säulen, an der Decke 2c. Für gewöhnliche horizontale Wellen an der Wand, Decke, oder am Fußboden (Souterrain bei Sägemühlen) wird bei Abrundung der Wellendurchmesser nach Kalibermaßen die Anwendung gangbarer Kupplungs- und Lagermodelle, Mauerkästen 2c. möglich sein, so dass deren besondere Construction entfällt. Ob steife oder bewegliche Lager (Sellers'sche Lager, Lorenz'sche Lager 2c.) anzuwenden sein werden, wird von den jeweiligen besonderen örtlichen Verhältnissen und wohl auch von der Möglichkeit der leichteren Beschaffung oder billigeren Herstellung abhängen.

Behufs Montierung der Transmissionen wird man zunächst auf Grund der vorliegenden Montierungszeichnungen oder Montierungspläne die Mittellinien oder Achsen der einzelnen Wellenstränge durch Schnüre festlegen, welche in der Richtung und an den Stellen straff gespannt

werden, wie es die Anwendung der einzelnen Wellenstränge erfordert. Es werden zu diesem Zwecke dünne gezwirnte Hanfschnüre, noch dünnere gezwirnte gelbe Seidenschnüre oder endlich Messingdrähte verwendet. Die Befestigung derselben erfolgt gewöhnlich an kleinen Haken oder einfachen Nägeln, welche an der betreffenden Stelle in die Wand oder in das Holz hineingeschlagen werden. Verticale Mittellinien werden mittels eines Senkels an entsprechend langer Schnur festgelegt.

Nach der Festlegung der Wellenmittel erfolgt das Anzeichnen der Löcher für die Befestigungsschrauben der Hängelager, Consolen ꝛc. und sodann das Bohren dieser Löcher selbst in geeigneter Weise. Kommen die Löcher in Holzbalken, so bedient man sich zum Bohren derselben gewöhnlicher Holzbohrer von entsprechender Größe. Sind die Löcher durch Mauern zu schlagen, so bedient man sich des Stoßbohrers aus einem Stück Stahl mit Zahnkrone oder bei weicherem Ziegelmaterial aus einem Stück Gasrohr, welches an der Stirnseite gezahnt ist. Hierauf werden die Hängelager, Consollager ꝛc. mit den Lagermitteln nach der gespannten Schnur eingestellt und provisorisch festgeschraubt. Sodann kommt ein Wellenstück nach dem anderen mit aufgeschobenen Riemenscheiben in die Lager; zweitheilige Riemenscheiben können später aufgelegt werden. Es erfolgt sodann die Verkupplung der Wellen und die genaue Adjustierung der Lager und Stellringe für den leichten und gleichmäßigen Gang der Welle, bei gehöriger Versorgung der Schmiervorrichtungen, sowie die Festkeilung der Riemenscheiben und eventuell anzubringender Zahnräder an den zugehörigen Plätzen. Hierauf werden die mittlerweile zur Stelle geschafften Riemen ꝛc. aufgelegt und gehörig gespannt verbunden. Ist alles soweit fertig, so wird zunächst die Transmission allein probeweise in Gang gesetzt und für einen ruhigen und leichten Gang genau adjustiert. Darauf erfolgt die Einrückung einer von der Transmission betriebenen Maschine nach der anderen, wobei ebenfalls das Hauptaugenmerk auf die genaue Adjustierung für ruhigen und leichten Gang bei reichlicher Ölzuführung in die Lager und Führungen zu richten ist.

Anforderungen des Betriebes.

Sind die Maschinen, wie vorstehend besprochen, richtig montiert und, nach erfolgter Gangprobe und genauer Adjustierung, in Betrieb gestellt, so ist es Sache des daran beschäftigten Arbeiters, dieselbe durch richtige

Behandlung im betriebsfähigen Zustand zu erhalten. Bei Werkzeugmaschinen, und insbesondere bei jenen zur Metallbearbeitung, kommt hierbei in Betracht, dass beim Arbeiten im Accorde die möglichst größte Leistungsfähigkeit von der Maschine verlangt wird und dieselbe daher häufig soweit angestrengt wird, als es der Riemen zulässt ohne herabzufallen; und selbst, wenn der Riemen herabfällt, wird dieser Umstand zunächst seiner zu geringen Spannung zugeschrieben und derselbe alsbald nachgespannt werden, um eine möglichst große Leistungsfähigkeit zu erzielen. Dabei leiden die Riemen sehr und es ist gewiss, dass an die Riemen der Werkzeugmaschinen hinsichtlich der davon übertragenen Umfangskraft die größten Anforderungen gestellt werden. Es folgt daraus das Verlangen der sachkundigen Interessenten nach möglichst breiten Riemenscheiben und Riemenconussen oder Stufenscheiben, beziehungsweise wo es angeht, nach möglichst großen Durchmessern derselben. Man muss jedoch dabei vorsichtig zu Werke gehen, wenn es sich darum handelt solchen Anforderungen des Betriebes zu entsprechen; denn werden erst die Scheiben größer und die Riemen breiter, dann entsprechen in weiterer Folge die eventuell an der Maschine vorhandenen Zahnräder nicht mehr und müssen verstärkt werden 2c. Es ist genau so, wie z. B. mit der Räderübersetzung bei einem Gießereikrahn behufs Erzielung eines geringeren Kraftaufwandes an den Kurbeln beim Heben einer Last; auch diese Bedingung wird seitens des Betriebes aufgestellt, ohne dass man ihr ohne weiters entsprechen darf, weil durch die Anbringung einer großen Übersetzung, behufs Erzielung eines leichten Ganges, auch die Möglichkeit geboten ist, bei größerer Kraftäußerung an den Kurbeln eine schwerere Last zu heben, für welche die übrigen Krahndimensionen nicht ausreichen und unter welcher sohin der Krahn zusammenbricht.

Große Sorgfalt ist den Schmiervorrichtungen zuzuwenden und wo es thunlich ist, sind Selbstschmierer anzuwenden, in welchen das Schmieröl oder consistente Fett (Staufferbüchsen und selbstthätige Glasschmierbüchsen, Patent Reisert von Hans Reisert in Köln a/R.) für längere Zeit eingefüllt ist, um selbstthätig nach Maßgabe des Betriebserfordernisses den zu schmierenden Flächen zuzugehen.

Auch die Schutzvorrichtung zur Hintanhaltung von Unglücksfällen, welche an den Maschinen selbst oder in deren nächster Umgebung, beziehungsweise an der Transmission behufs Sicherung gegen herabfallende Riemen oder gegen das Erfassen durch laufende Riemen oder Zahnräder erforderlich erscheinen, sind lediglich Anforderungen des Betriebes;

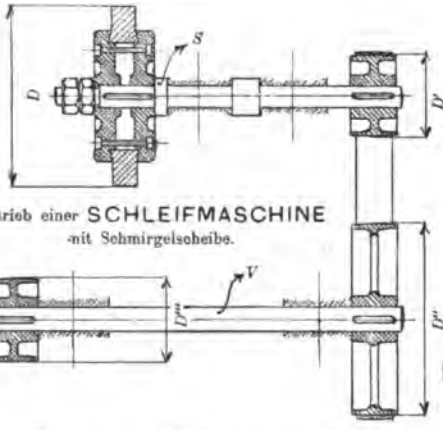
dieselben werden aus diesem Grunde auch gewöhnlich erst am Aufstellungsplatze der Maschinen oder Transmissionstheile nach deren vollständiger Montierung angebracht und in vielen, ja vielleicht in den meisten Fällen vom Maschinenfabrikanten gar nicht mitgeliefert oder doch zumindest nur über besonderes Verlangen und gegen Extraberechnung der bezüglichen Kosten. Nur Umhüllungen der Zahnräder werden bereits gewöhnlich als unbedingt zur vollständigen betriebsfähigen Ausrüstung der Maschinen gehörig, im Preise der Maschine inbegriffen erachtet und vom Maschinenfabrikanten ohne vorhergegangene besondere Abmachung mitgeliefert; dieselben sind sohin gleich von vornherein in die Preiscalculation der Maschine einzubeziehen und wie die übrigen Theile und Mechanismen der Maschine in den Arbeits- und Montierungszeichnungen anzugeben, so dass es auch keiner besonderen Weisungen bedarf, damit dieselben auch bei jeder Ausführung der betreffenden Maschine wirklich angebracht werden. Besonders gefährlich sind die oft heimtückischen Stellschrauben mit vorstehenden Köpfen an rotierenden Stellringen, Riemenscheiben und Zahnrädern und die über die Scheiben- und Radnaben vorstehenden Nasenkeile, deren Anwendung mit Rücksicht auf die Sicherheit gegen Unglücksfälle unbedingt zu verbieten ist.

Literaturnachweis.

Armengaud, Publication Industrielle.
Dinglers Polytechnisches Journal.
Engineer.
Engineering.
W. F. Exner—Carl Pfaff, Werkzeuge und Maschinen zur Holzbearbeitung.
F. Fink, Der Bautischler.
Fischer—Karmarsch, Mechanische Technologie.
H. Fischer, Die Holzsäge.
J. Hart, Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau. 2. Auflage.
Dr. E. Hartig, Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen.
Dr. E. Hoyer, Mechanische Technologie.
Der Maschinenbauer.
G. Meißner, Die Werkzeug- und Holzbearbeitungsmaschinen.
Mittheilungen des k. k. technologischen Gewerbemuseums in Wien.
Friedrich Neumann, Handbuch der Metalldreherei. 4. Auflage.
Josef Pechan, Über Geschwindigkeitsdiagramme und deren Anwendung zur Beurtheilung der Geschwindigkeitsverhältnisse der Werkzeugmaschinen.
Josef Pechan, Maschinen zur Bearbeitung der Metalle. Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878.
Carl Pfaff, Maschinen zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Ausstellungsbericht, herausgegeben durch die Generaldirection der Weltausstellung in Wien 1873.
Revue Industrielle.
P. Stühlens Ingenieur-Kalender.
Uhland, Der praktische Maschinenconstructeur.
Uhland, Skizzenbuch für den praktischen Maschinenconstructeur.
F. Wenckelides, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876.
M. Wilczynsky, Bericht über amerikanische Maschinen aus Hamburg.
Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines.
Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

Druck von Gebrüder Stiepel in Reichenberg.

Fig. 1.



Antrieb einer SCHLEIFMASCHINE
mit Schmirgelscheibe.

Fig. 3.
1/25 Ng.

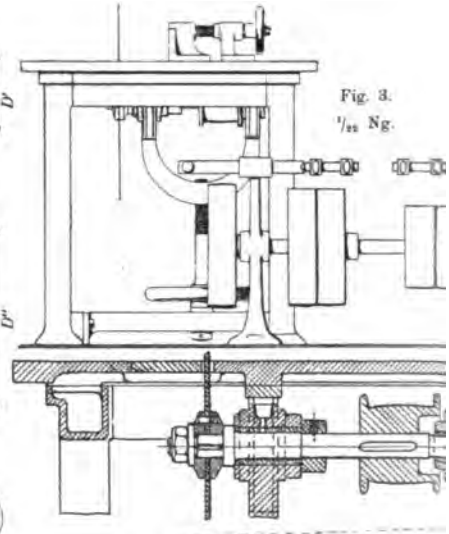
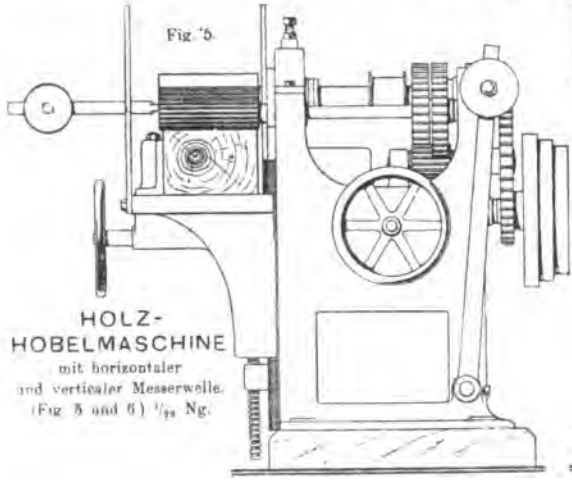
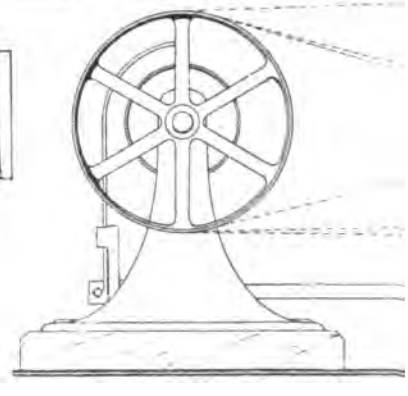


Fig. 5.



HOLZ-
HOBELMASCHINE
mit horizontaler
und verticaler Messerwelle.
(Fig. 5 und 6) 1/25 Ng.



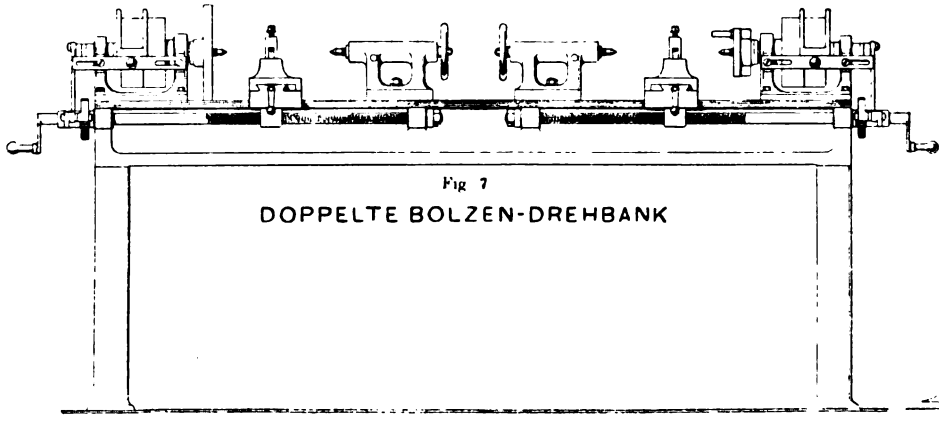


Fig. 7
DOPPELTE BOLZEN-DREHBANK

KREISSÄGE

mit vertical verstellbarer Spindel.
(Fig. 2 bis 4.)

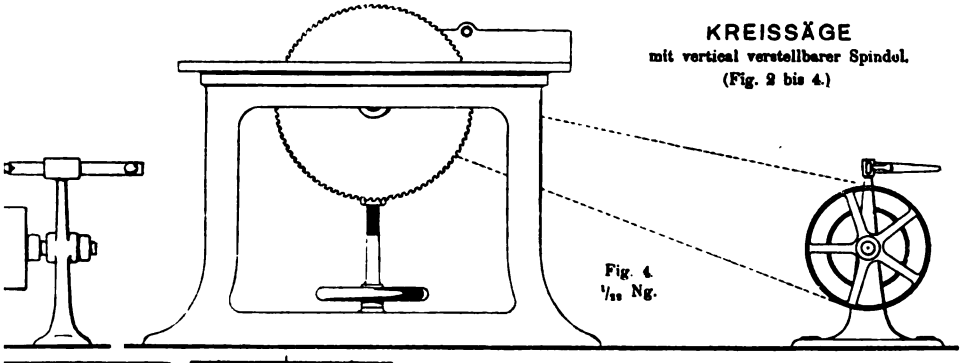


Fig. 4.
1/20 Ng.

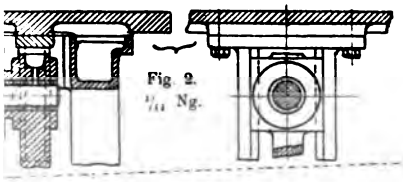


Fig. 2.
1/11 Ng.

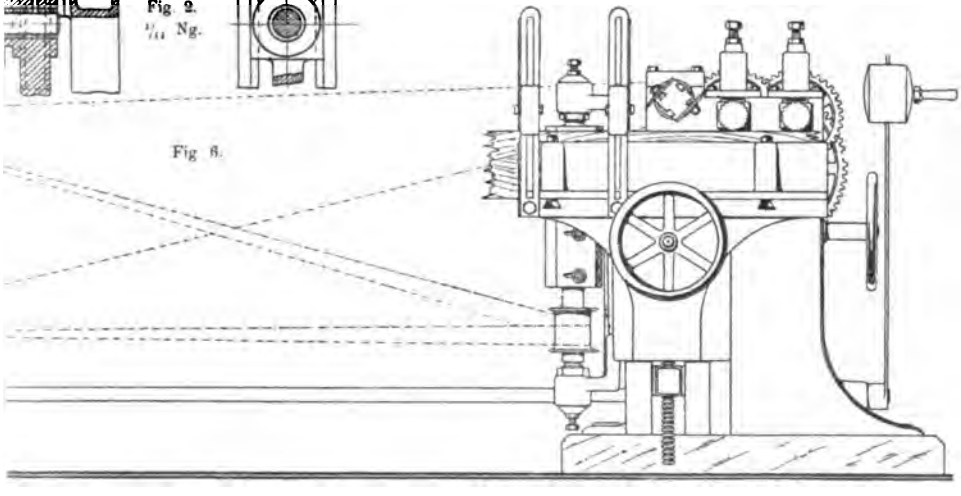


Fig. 3.

HOLZDREHBANK

mit freitragender Planscheibe am rückwärtigen Spindelende
und freistehendem Auflageständer dazu. 1/20 Ng.

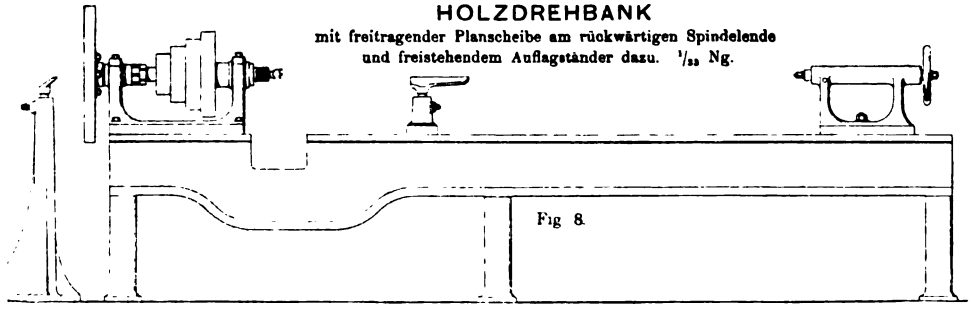
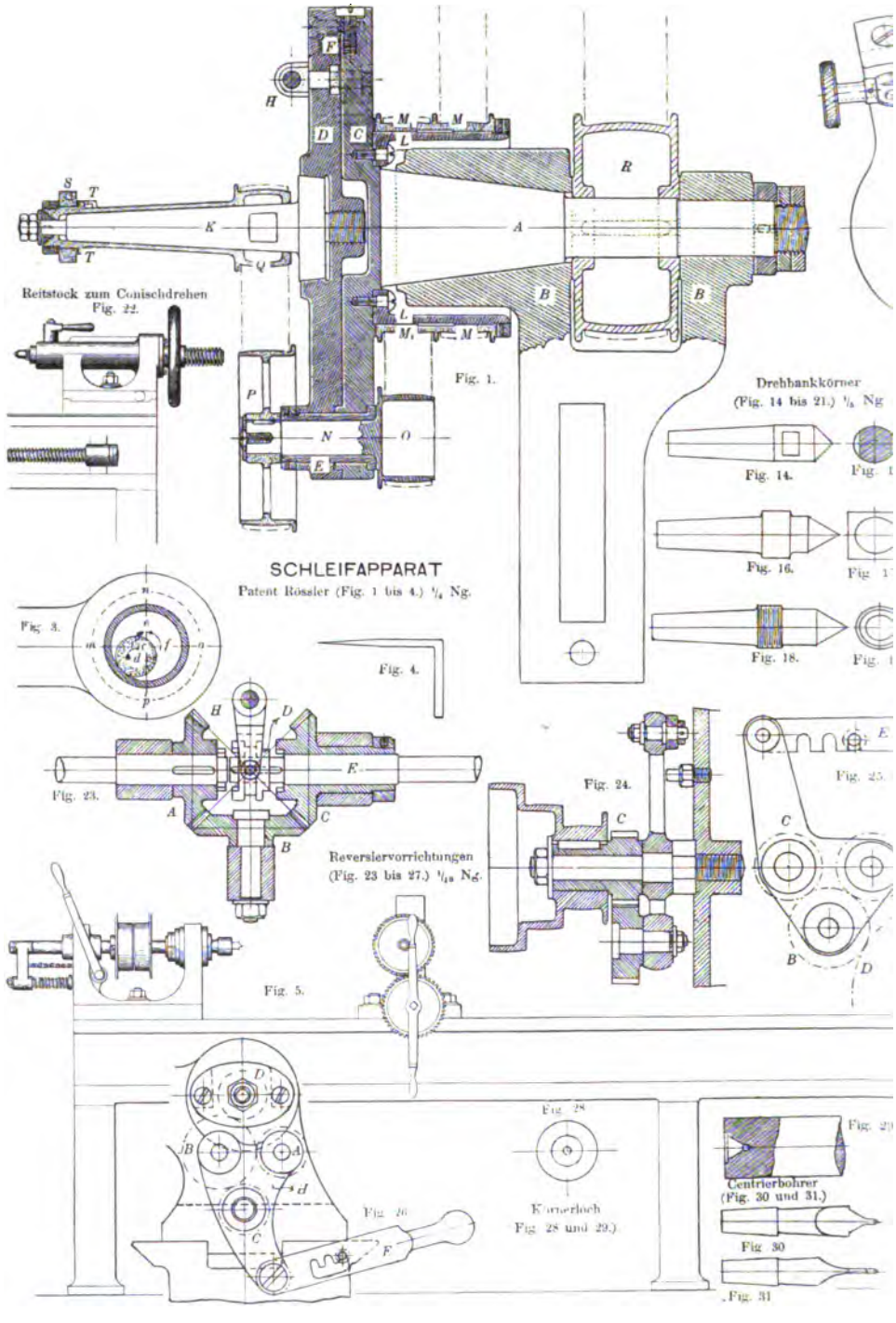


Fig. 8.


Reitstock zum Conischdrehen
Fig. 22.
Fig. 1.
Drehbankkörner
(Fig. 14 bis 21.) 1/4 Ng
Fig. 14.
Fig. 16.
Fig. 18.
SCHLEIFAPPARAT
Patent Rössler (Fig. 1 bis 4.) 1/4 Ng.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 23.
Fig. 24.
Fig. 25.
Reversiervorrichtungen
(Fig. 23 bis 27.) 1/10 Ng.
Fig. 5.
Fig. 26.
Fig. 28
Körnerloch
Fig. 28 und 29.)
Centrierbohrer
(Fig. 30 und 31.)
Fig. 30
Fig. 31

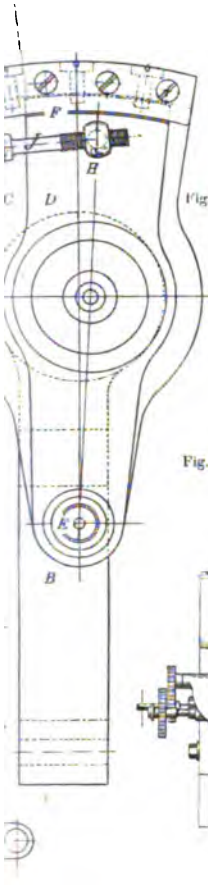


Fig. 2.

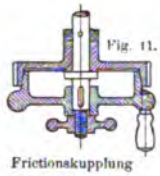


Fig. 11.

Frictionskupplung
(Fig. 11.) $^1/_{10}$ Ng.

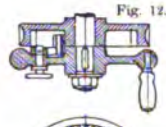


Fig. 12.

Fig. 13.

Sperrkegelkupplung
(Fig. 12 und 13.) $^1/_{10}$ Ng.

SCHLEIFSTEIN

(Fig. 7 und 8.) $^1/_{10}$ Ng.

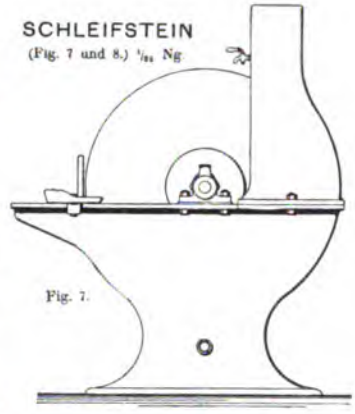


Fig. 7.

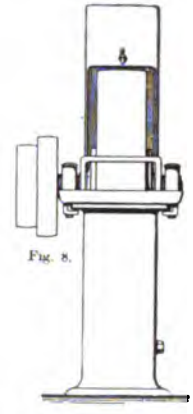


Fig. 8.

HORIZONTAL-BOHR- UND FRÄSMASCHINE

(Fig. 9 und 10.) $^1/_{20}$ Ng.

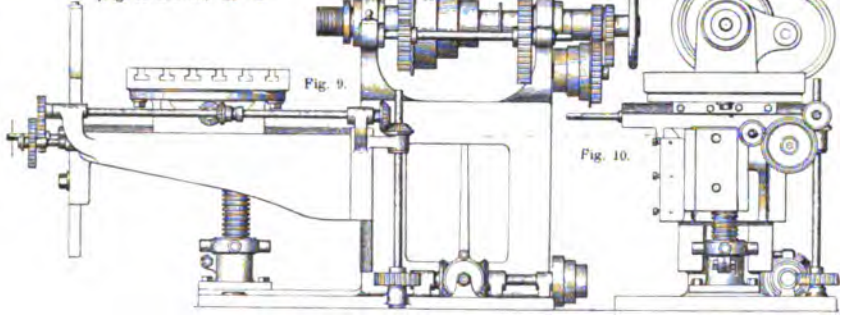


Fig. 9.

Fig. 10.

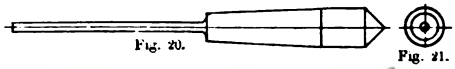


Fig. 20.

Fig. 21.

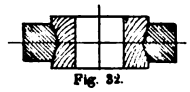


Fig. 32.

Lunettenlager
(Fig. 32.)

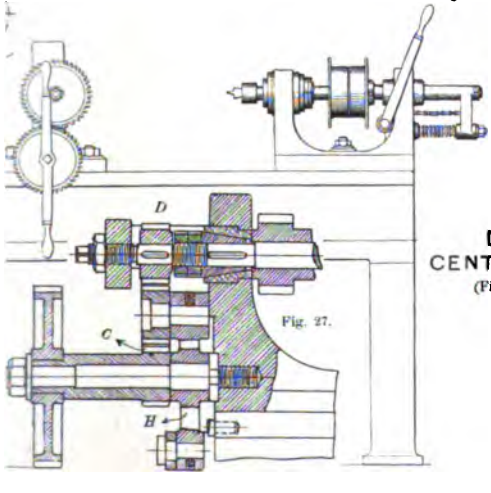


Fig. 27.

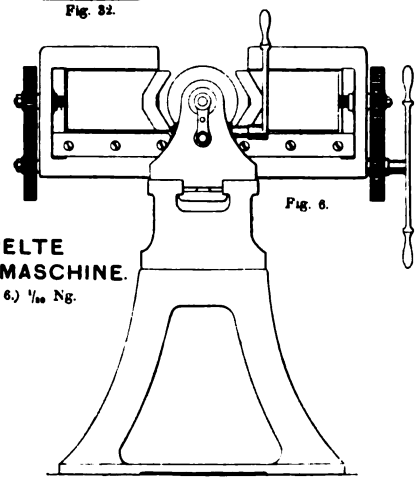


Fig. 6.

DOPPELTE CENTRIERMASCHINE.

(Fig. 5 und 6.) $^1/_{10}$ Ng.

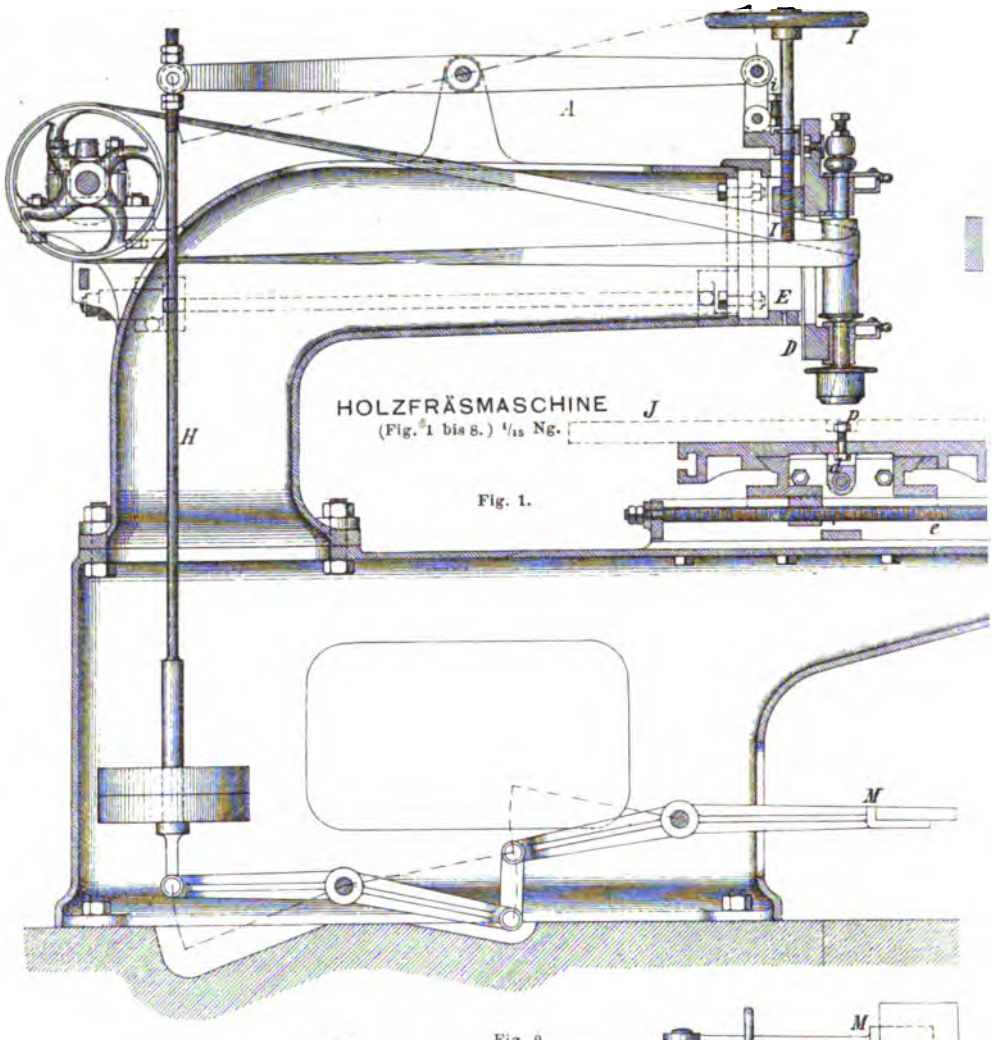


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 5.

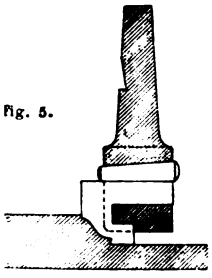


Fig. 6.

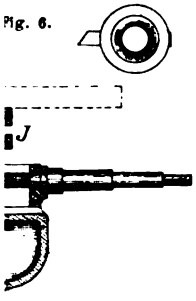


Fig. 7.

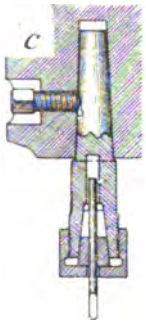


Fig. 8.

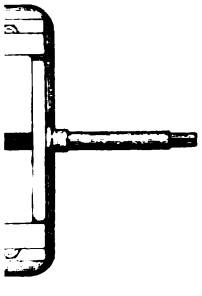


Fig. 3.

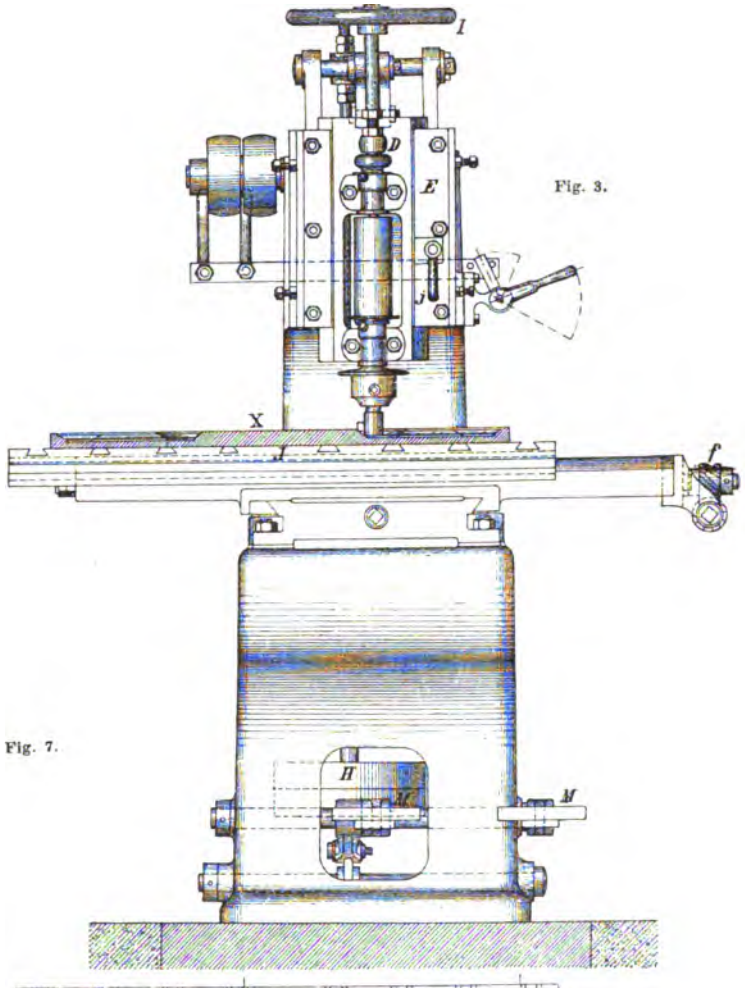


Fig. 4.

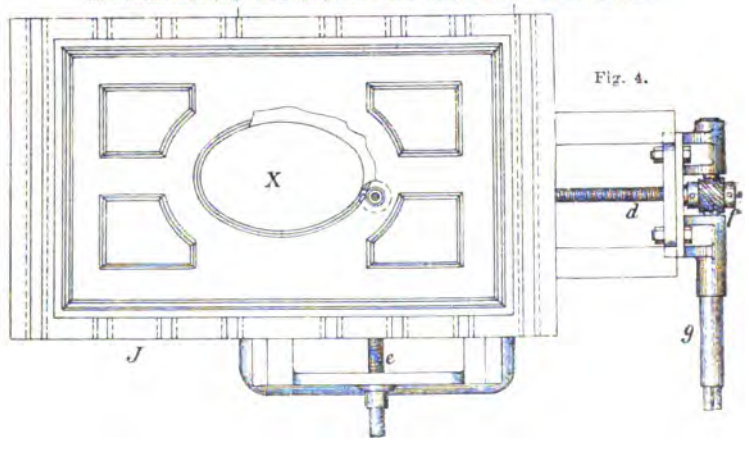
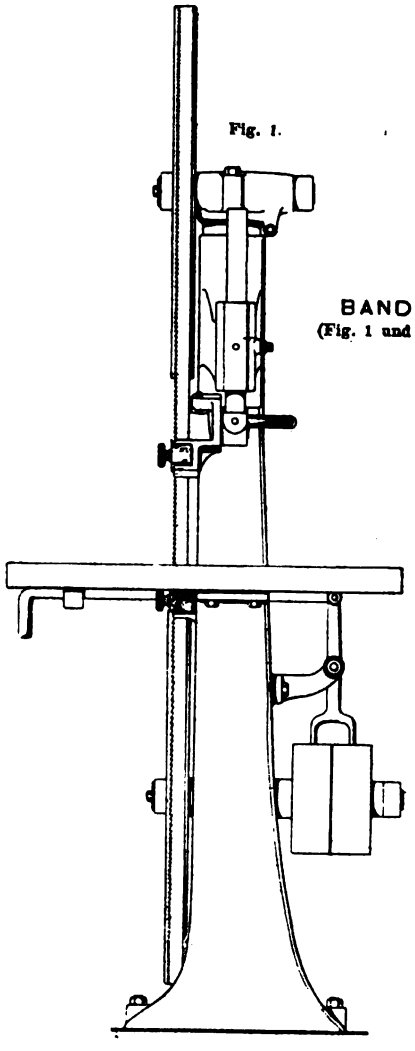
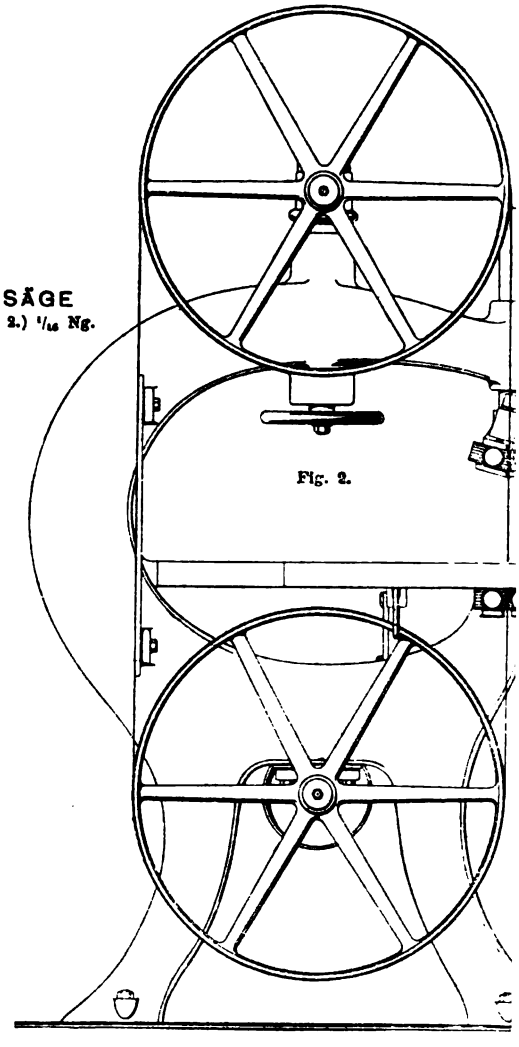


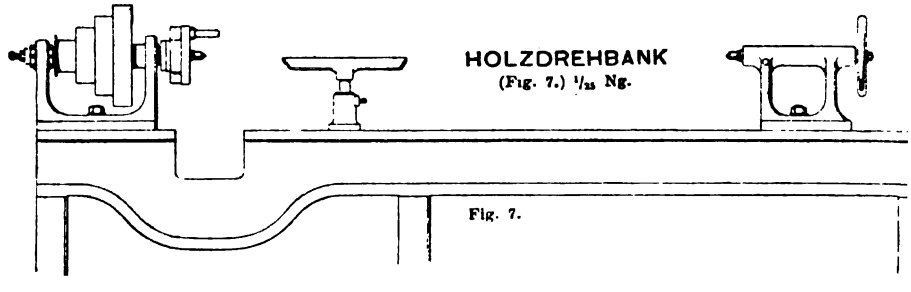
Fig. 1.



BANDSÄGE
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{15}$ Ng.

Fig. 2.





HOLZDREHBANK
(Fig. 7.) $^1/_{25}$ Ng.

Fig. 7.

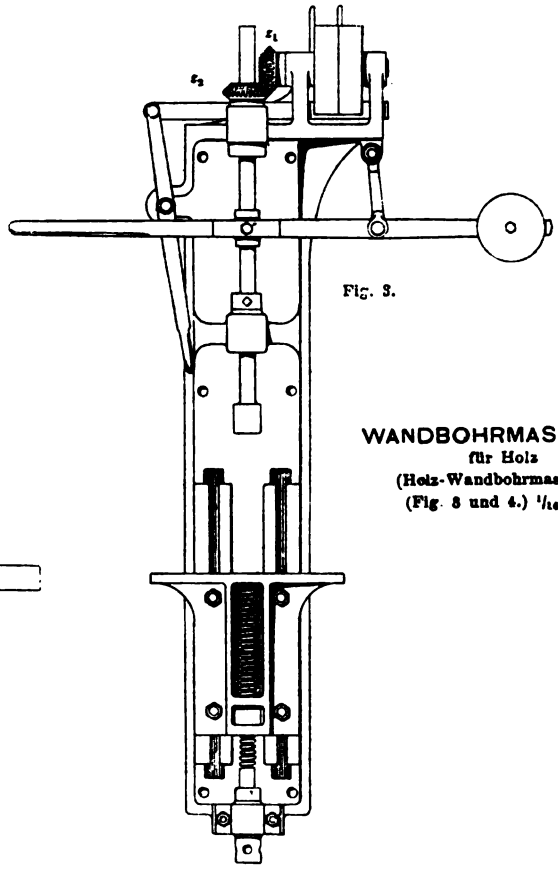


Fig. 3.

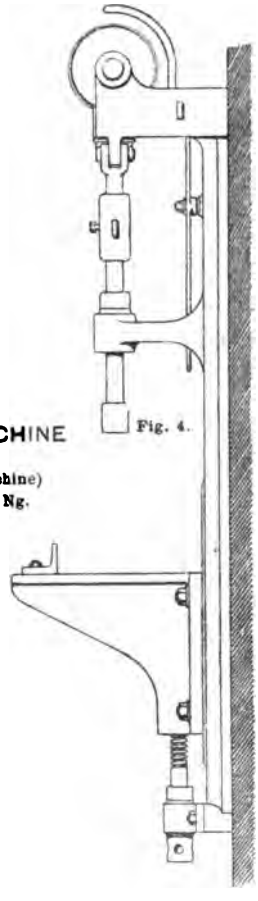


Fig. 4.

WANDBOHRMASCHINE

für Holz

(Holz-Wandbohrmaschine)

(Fig. 3 und 4.) $^1/_{16}$ Ng.

Antrieb einer kleinen freistehenden

BOHRMASCHINE

(Fig. 5 und 6.) $^1/_{16}$ Ng.

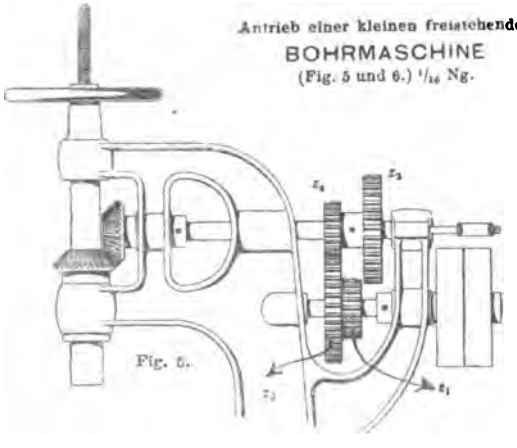


Fig. 5.

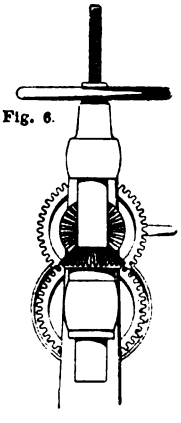


Fig. 6.

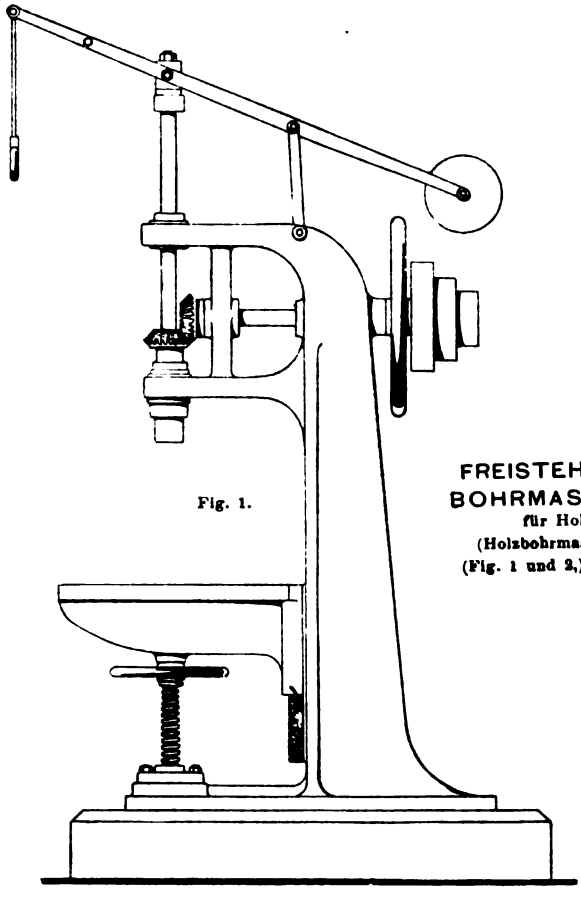


Fig. 1.

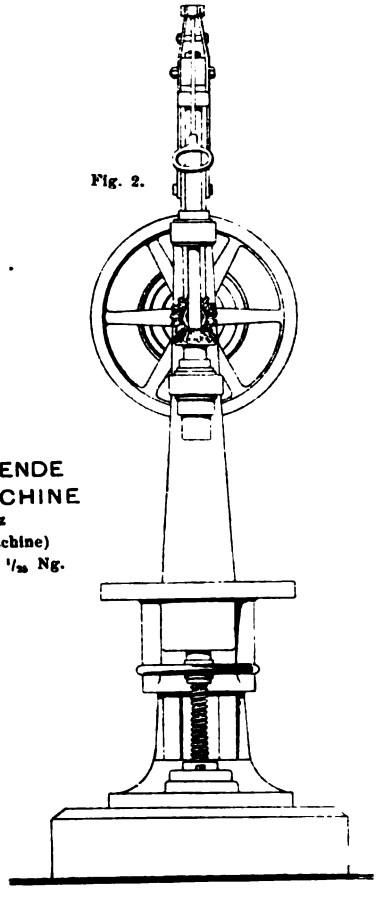


Fig. 2.

FREISTEHENDE BOHRMASCHINE
für Holz
(Holzbohrmaschine)
(Fig. 1 und 2,) $^1/_{20}$ Ng.

WANDBOHRMASCHINE

$^1/_{10}$ Ng.

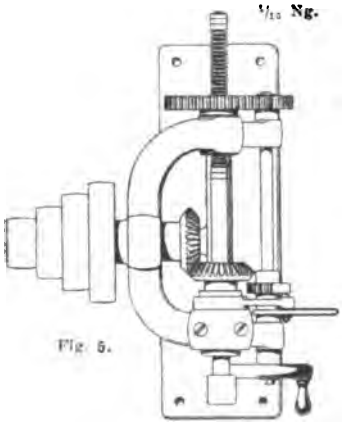


Fig. 5.

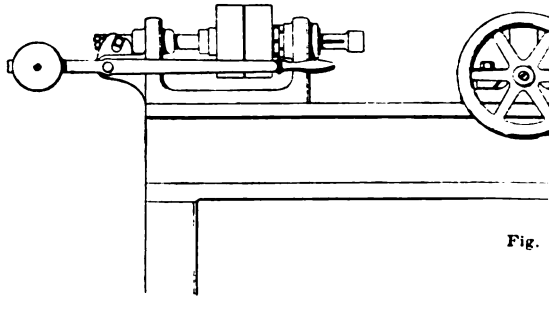


Fig.

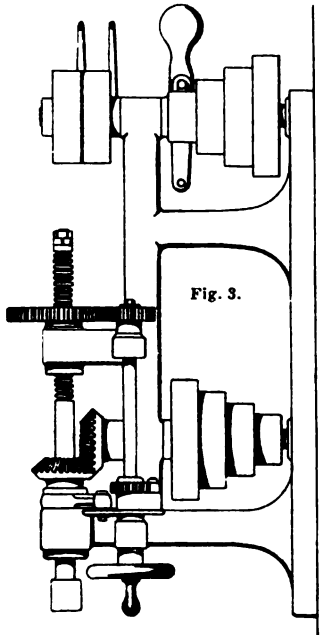


Fig. 3.

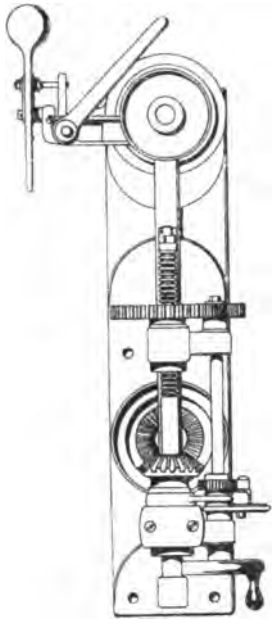
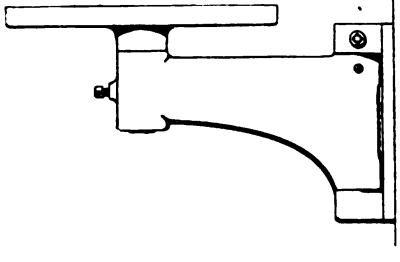
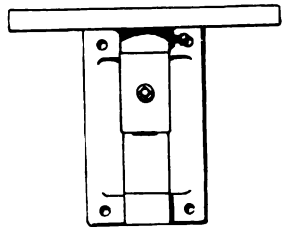


Fig. 4.

WANDBOHRMASCHINE

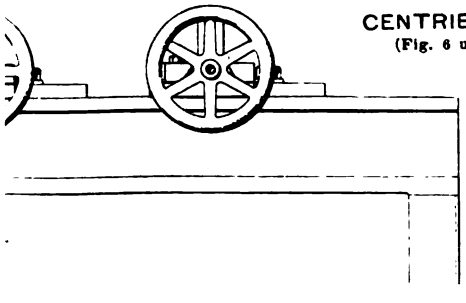
mit gesondertem wegdrehbarem Tisch
(Fig. 3 und 4.) $^1/_{16}$ Ng.





CENTRIERMASCHINE

(Fig. 6 und 7.) $^1/_{16}$ Ng.



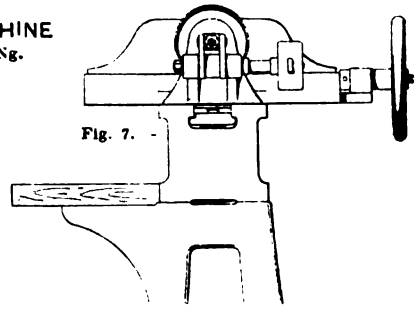


Fig. 7.

FREISTEHENDE BOHRMASCHINE

(Fig. 1.) $^1/_{10}$ Ng.

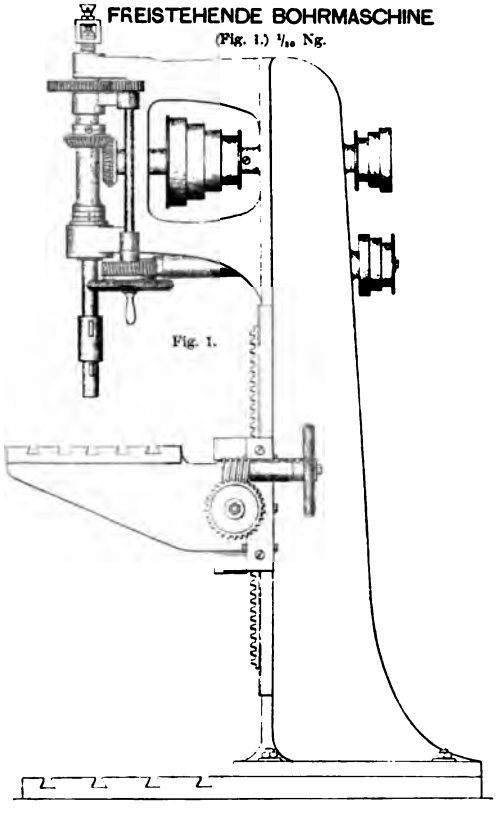


Fig. 1.

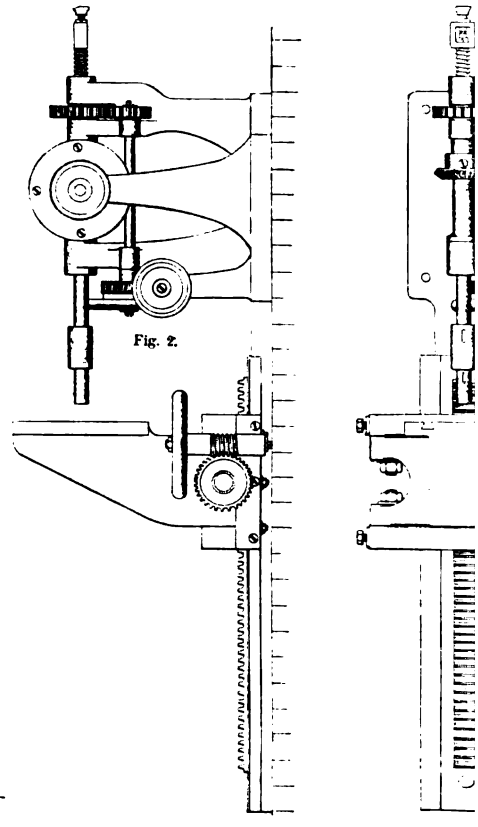


Fig. 2.

Bohrspindellagerungs-Type der

(Fig.

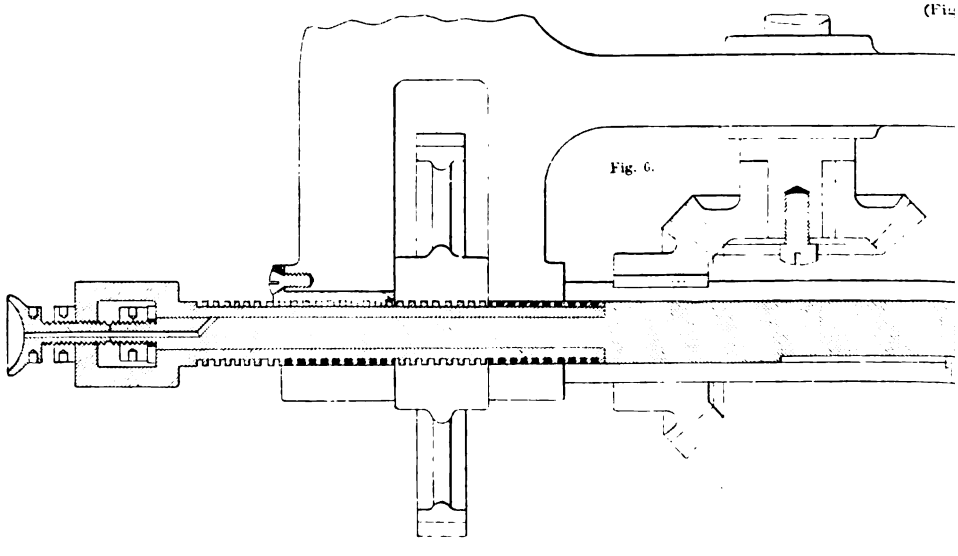


Fig. 6.

WAND-BOHRMASCHINEN

(Fig. 2 bis 5.) $^1/_{10}$ Ng.

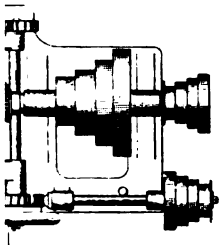
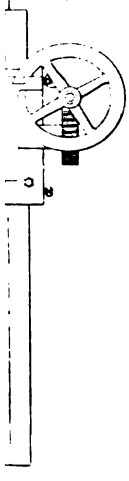


Fig. 3.



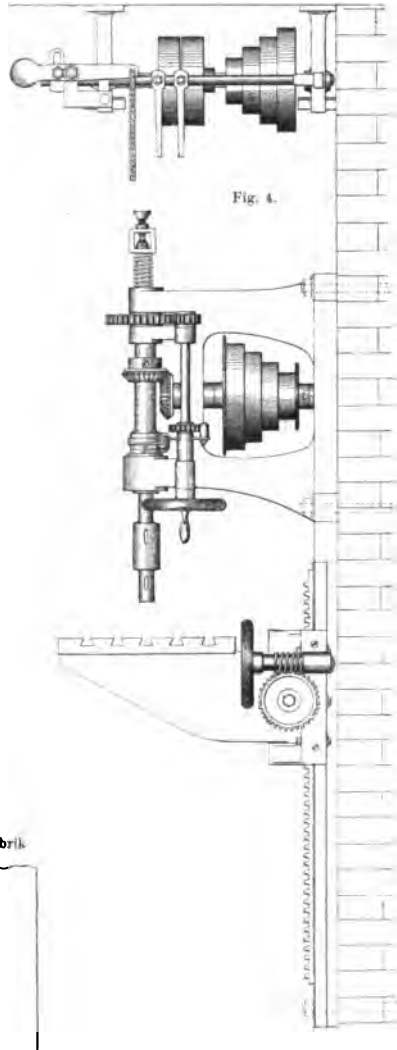
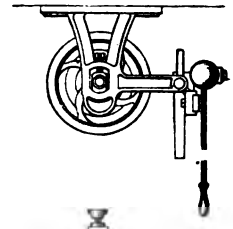


Fig. 4.



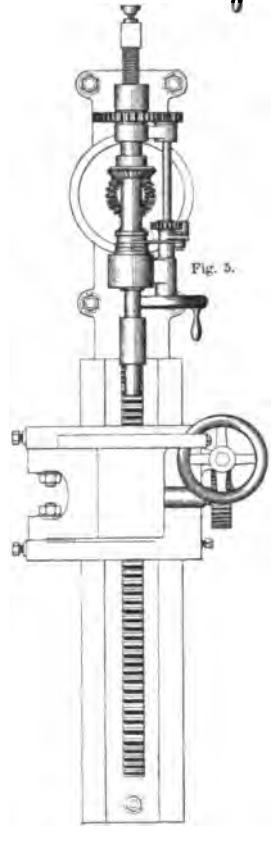


Fig. 5.

hemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik

$^1/_{10}$ Ng.

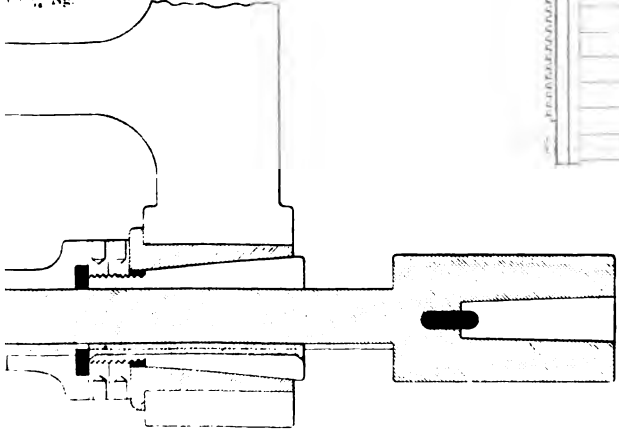
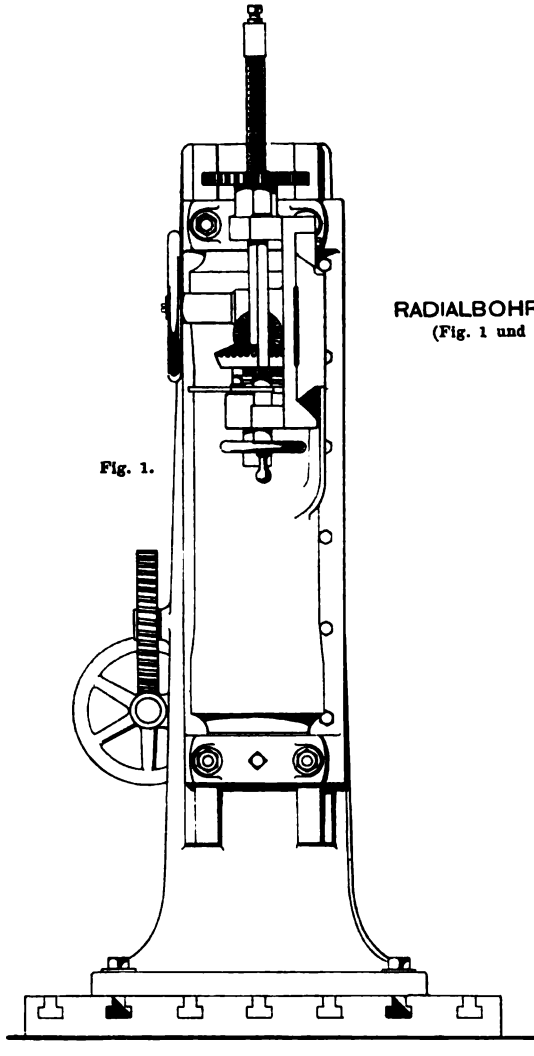


Fig. 3.

RADIALBOHRMASCHINE

(Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 1.



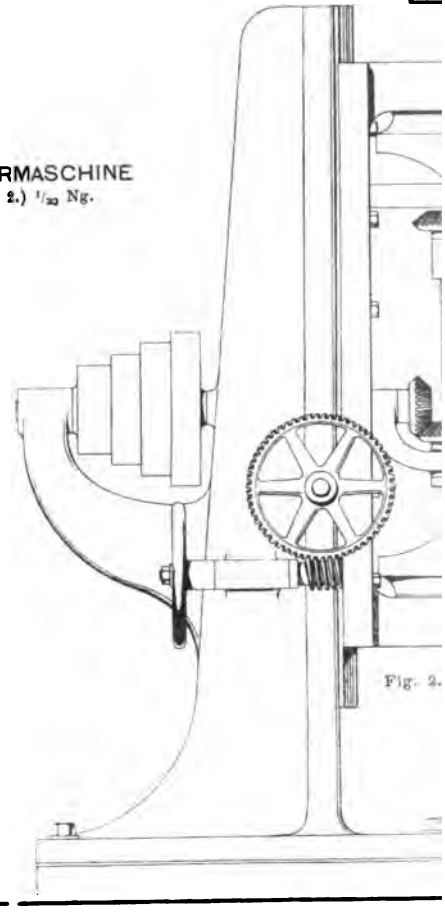
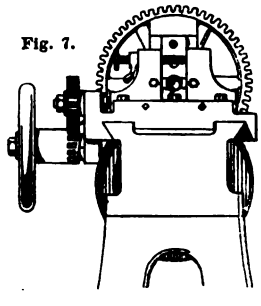


Fig. 2.

SCHRAUBENSCHNEIDMASCHINE

(Fig. 7 und 8.) $^1/_{16}$ Ng.

Fig. 7.



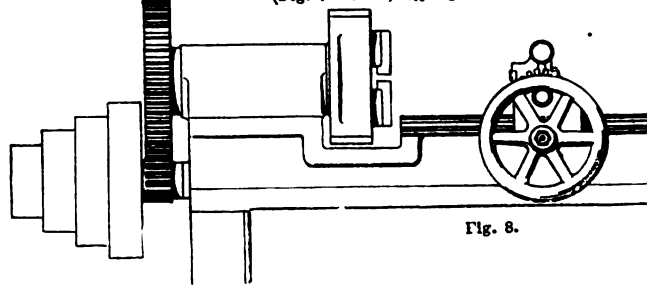


Fig. 8.

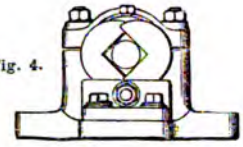
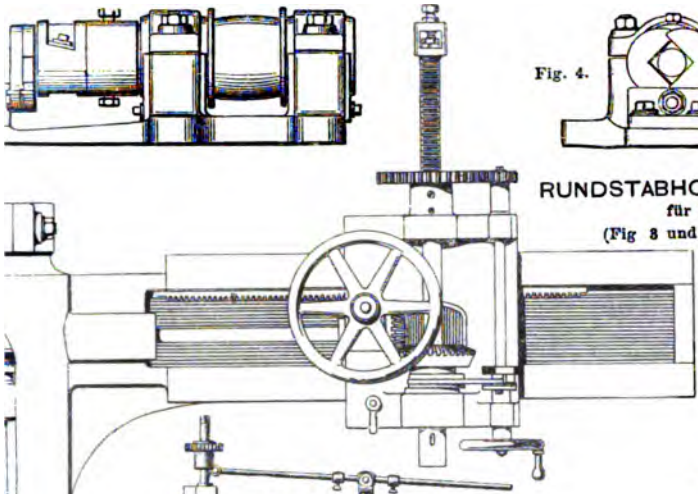


Fig. 4.

RUNDSTABHOBELAPPARAT
für Holz
(Fig 3 und 4.) 1/10 Ng.



SHAPING-MASCHINE
(Fig. 5 und 6.) 1/25 Ng.

Fig. 5.

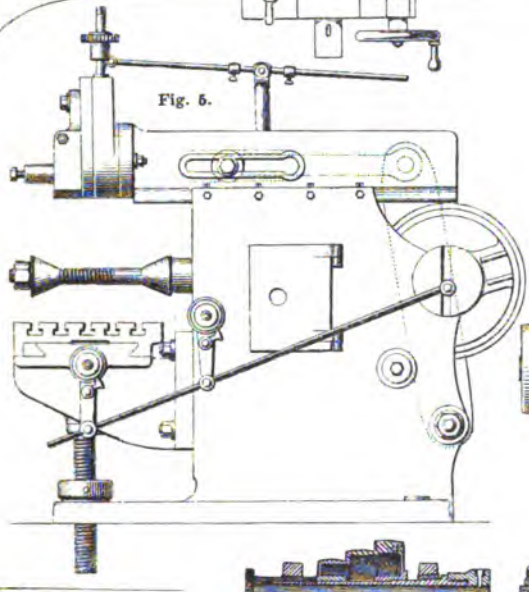
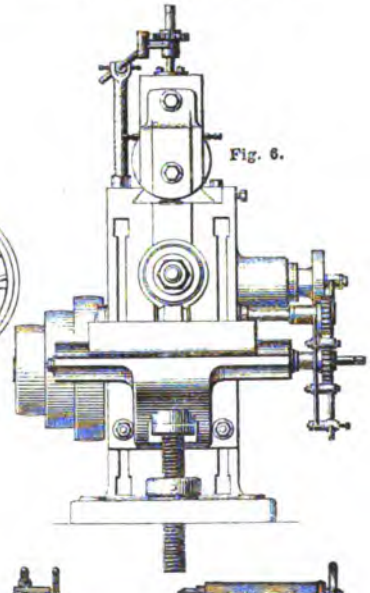


Fig. 6.



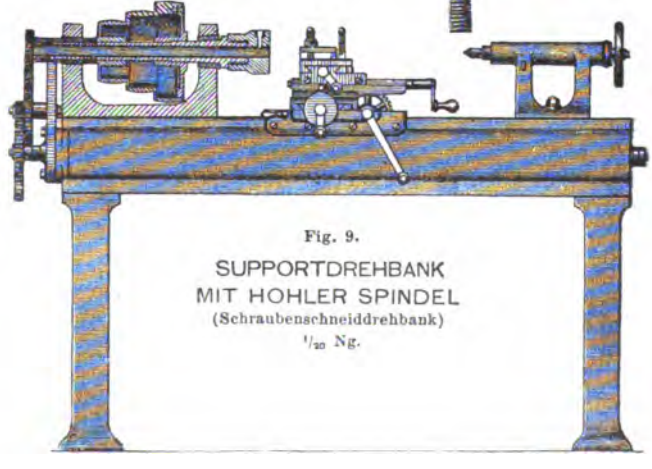
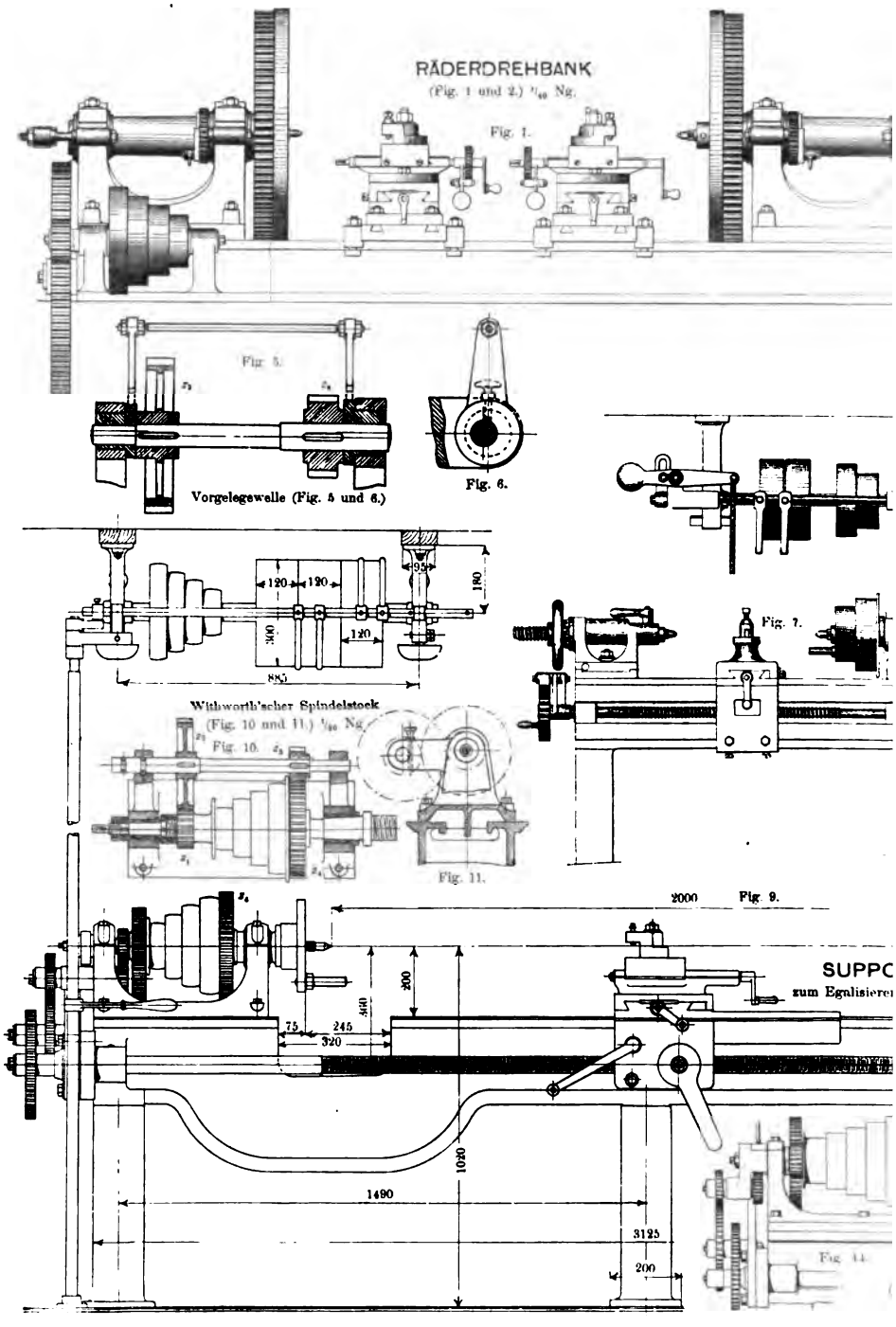


Fig. 9.
SUPPORTDREHBANK
MIT HOHLER SPINDEL
(Schraubenschneiddrehbank)
1/20 Ng.


RÄDERDREHBANK
(Fig. 1 und 2.) 1/40 Ng.
Fig. 1.
Fig. 5.
Fig. 6.
Vorgelegewelle (Fig. 5 und 6.)
Fig. 7.
Withworth'scher Spindelstock
(Fig. 10 und 11.) 1/10 Ng.
Fig. 10.
Fig. 11.
Fig. 9.
2000
SUPPO
zum Egalisiere
1490
3125
Fig. 14.

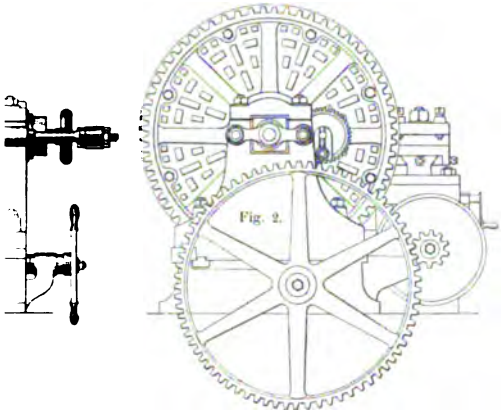


Fig. 2.

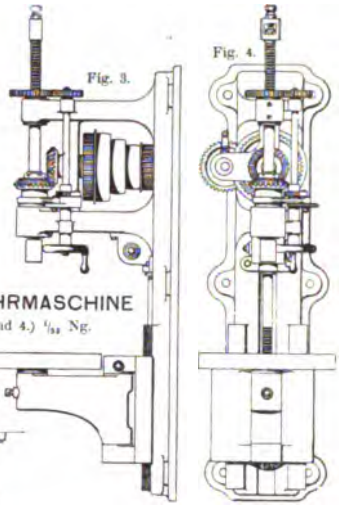
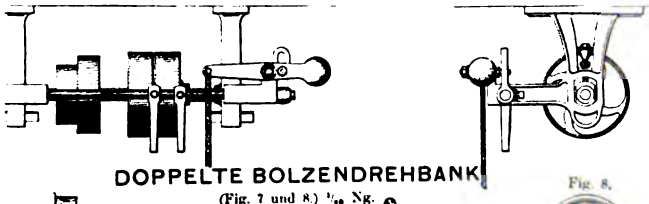


Fig. 3.

Fig. 4.

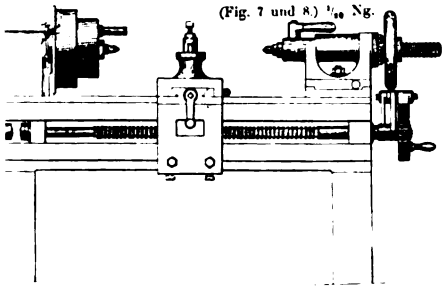
WANDBOHRMASCHINE

(Fig. 3 und 4.) $^1/_{24}$ Ng.



DOPPELTE BOLZENDREHBANK

(Fig. 7 und 8.) $^1/_{10}$ Ng.



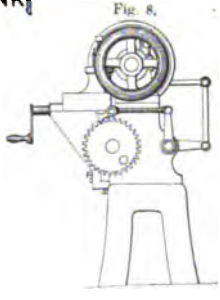


Fig. 8.

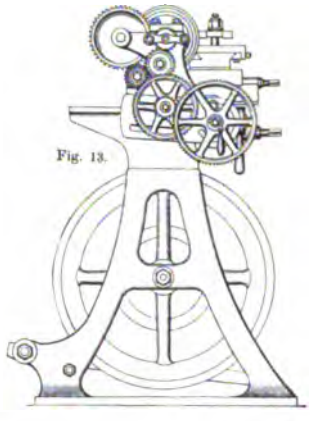
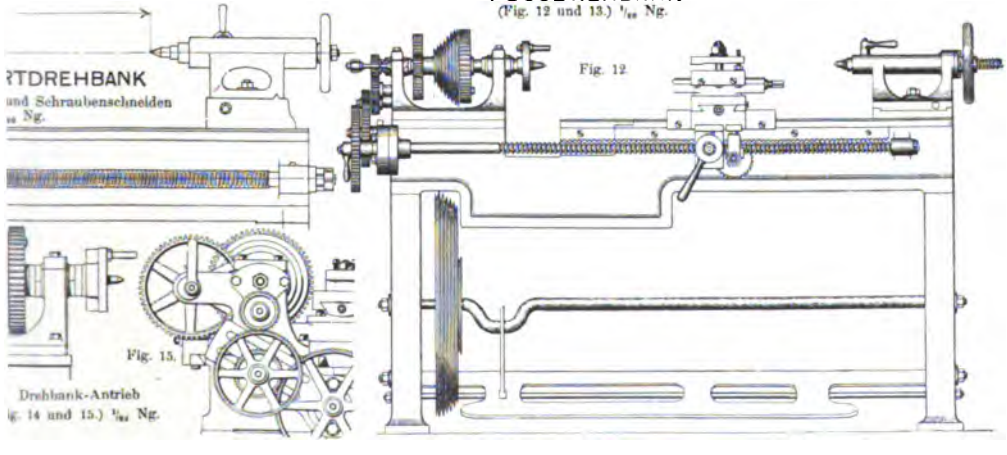


Fig. 13.

FUSSDREHBANK

(Fig. 12 und 13.) $^1/_{10}$ Ng.



RTDREHBANK

und Schraubenschneiden

Ng.

Fig. 12.

Fig. 15.

Drehbank-Antrieb

(Fig. 14 und 15.) $^1/_{24}$ Ng.

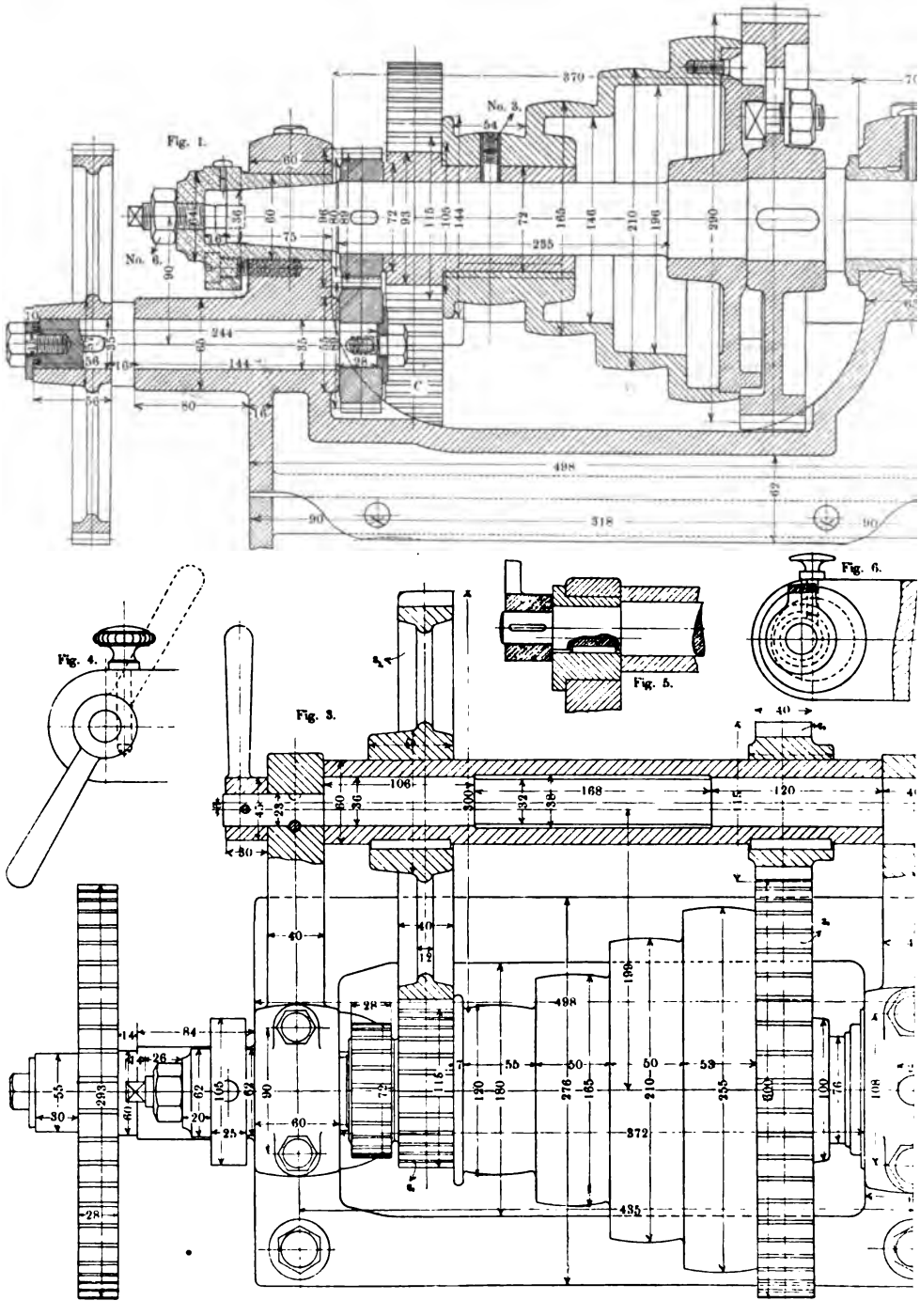
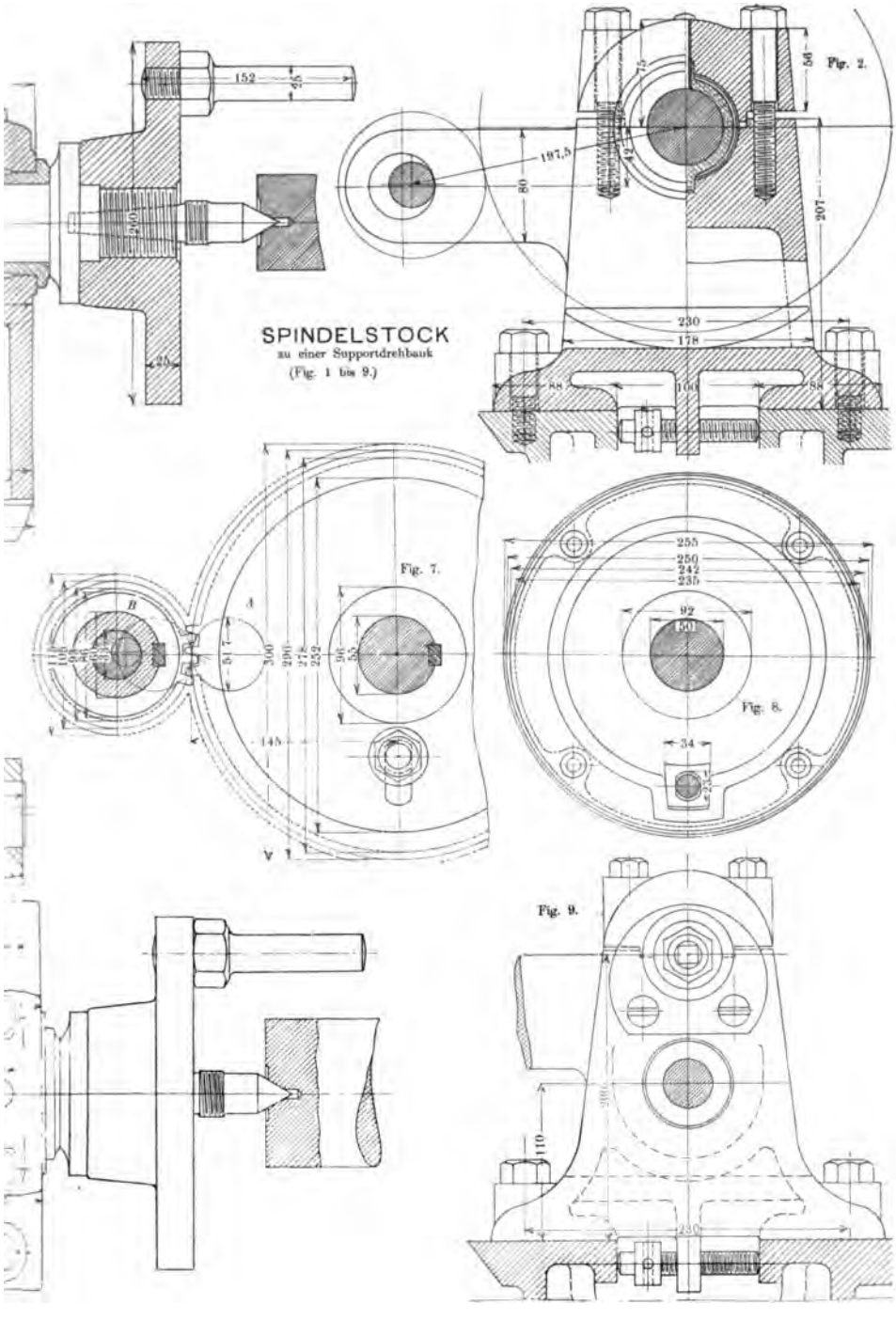


Fig. 1.
No. 3.
No. 6.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 6.


SPINDELSTOCK
zu einer Supportdrehbank
(Fig. 1 bis 9.)
Fig. 2.
Fig. 7.
Fig. 8.
Fig. 9.

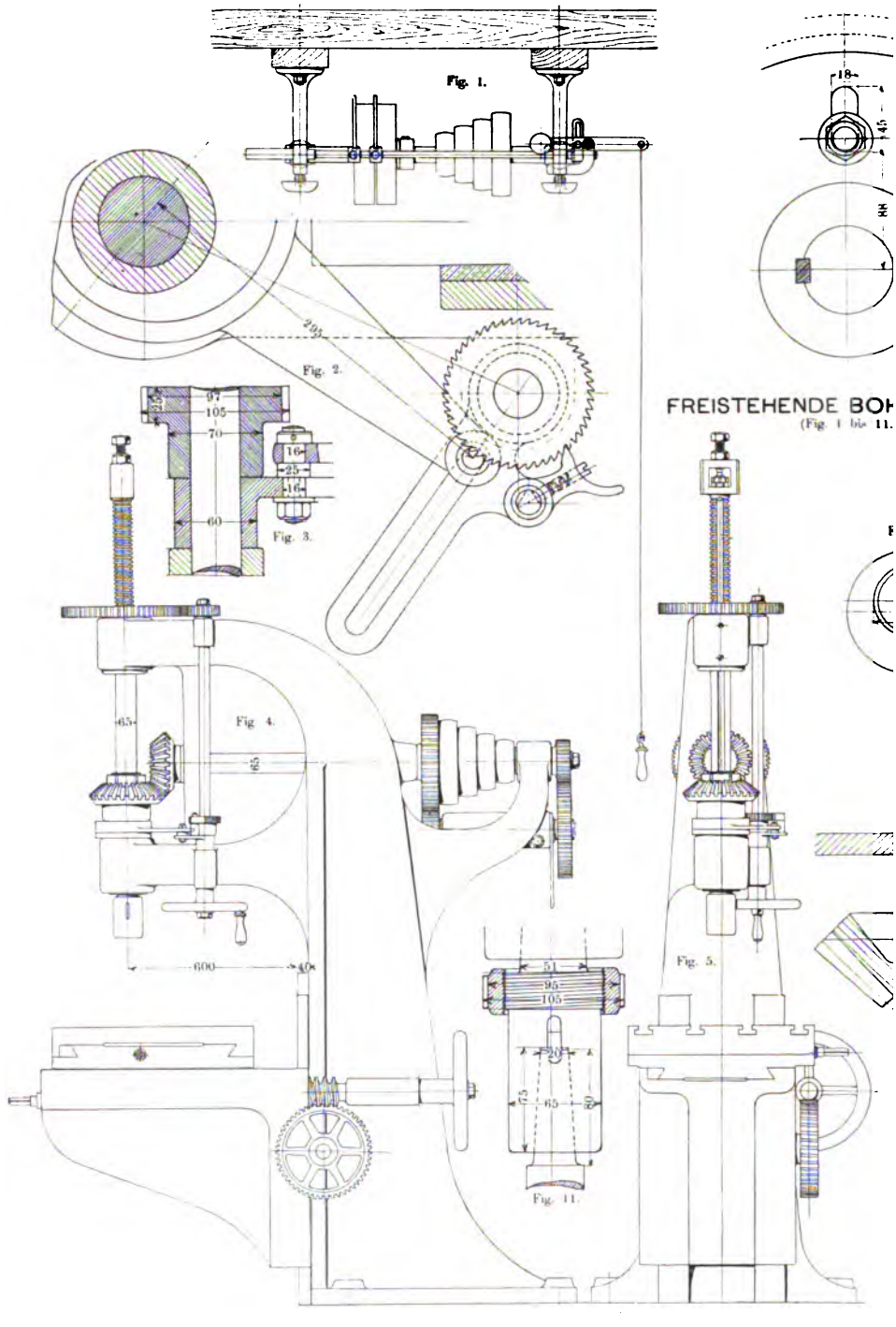
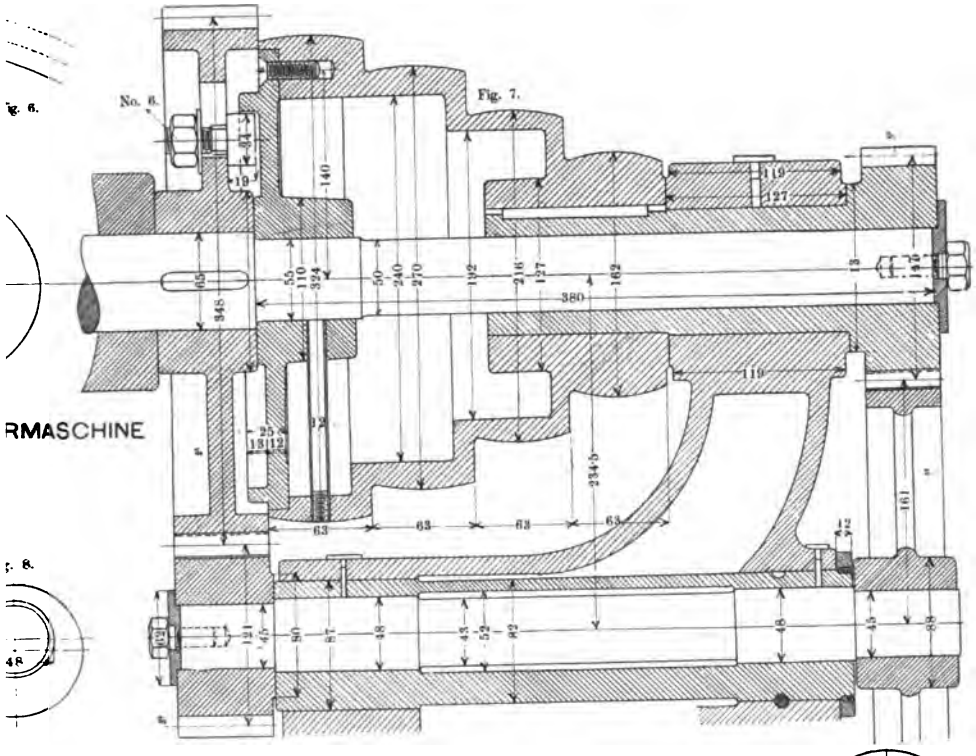


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 11.
FREISTEHENDE BOH
(Fig. 1 bis 11.


No. 6.
Fig. 7.
RMASCHINE

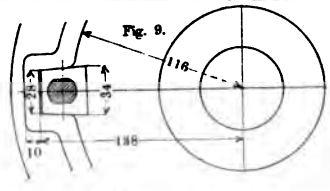


Fig. 9.

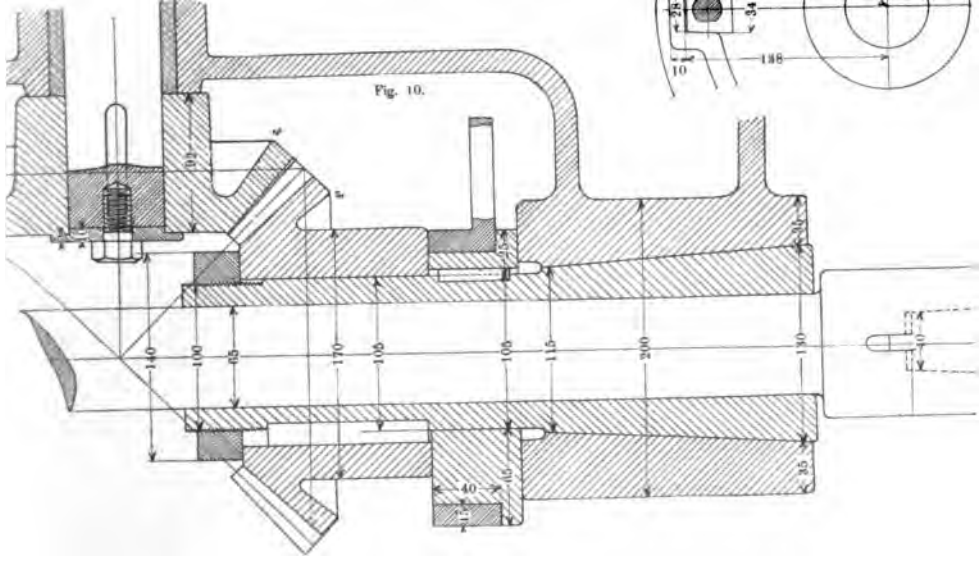
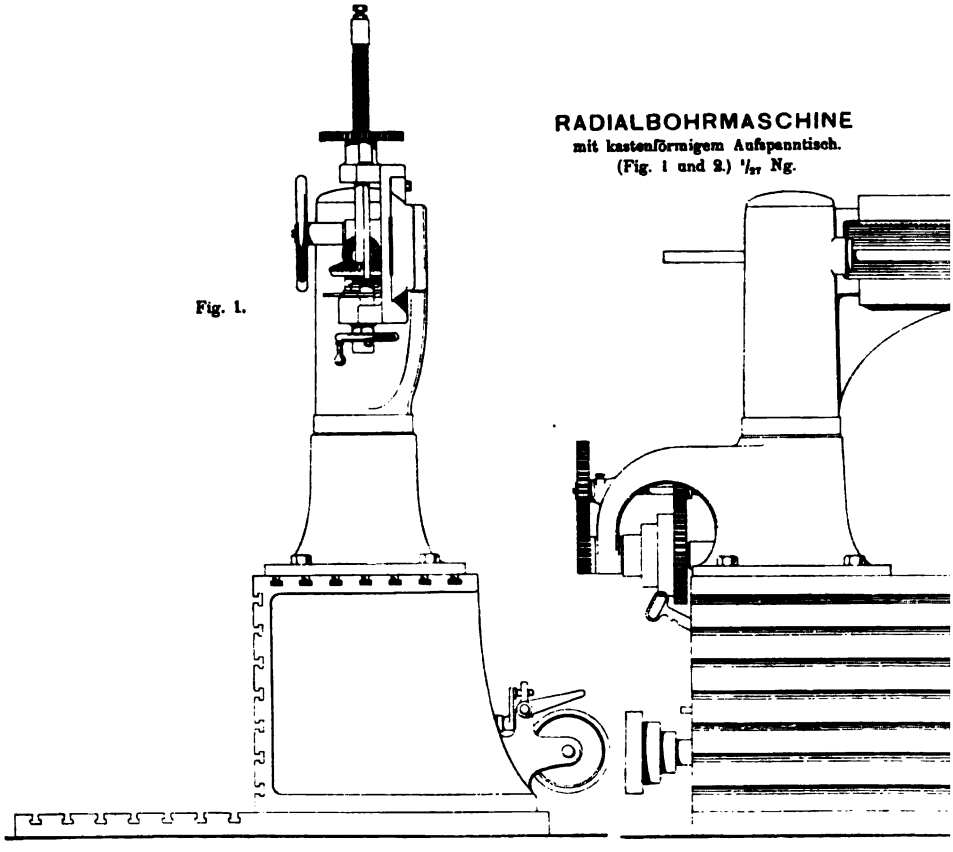


Fig. 10.

Fig. 1.

RADIALBOHRMASCHINE

mit kastenförmigem Aufspanntisch.
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{27}$ Ng.



Kleine

PLANDREHBANK

(Fig. 3 und 4.) $^1/_{27}$ Ng.

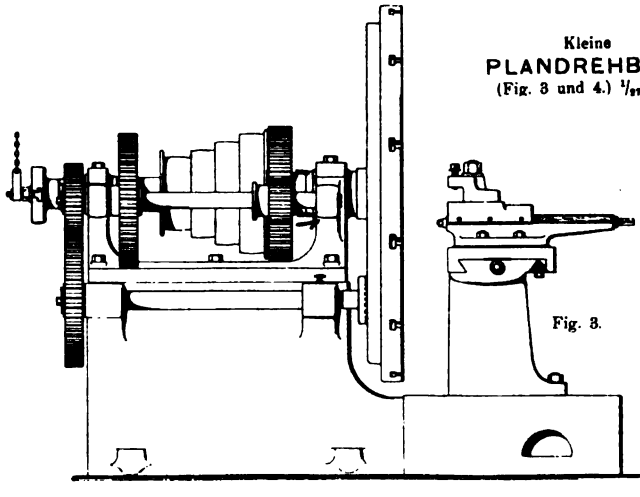


Fig. 3.

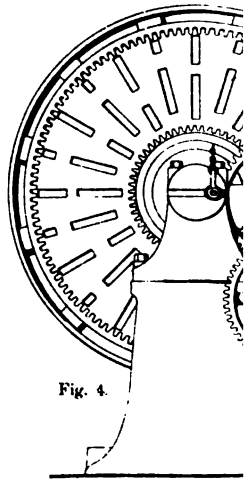


Fig. 4.

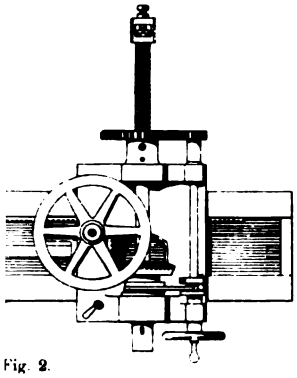


Fig. 2.

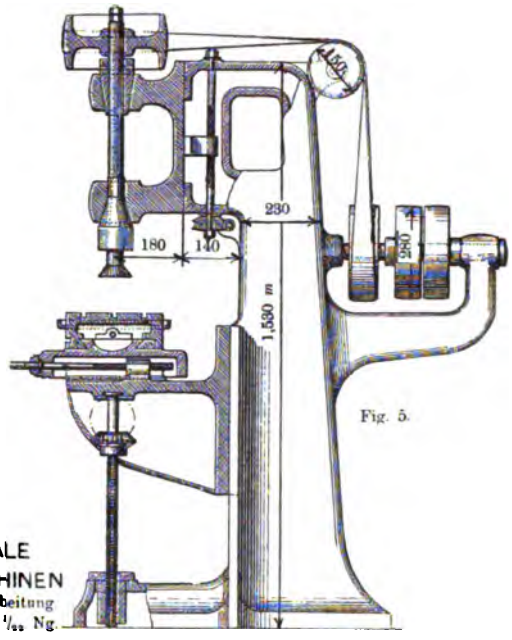
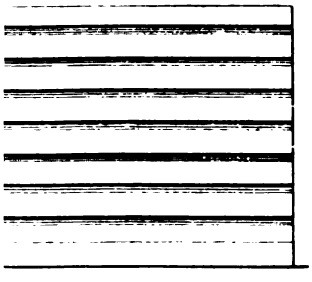
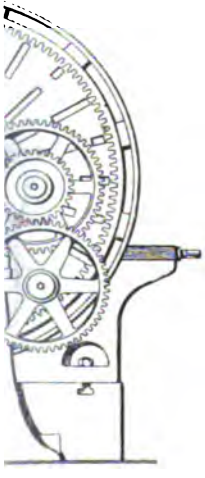


Fig. 5.

VERTICALE FRÄSMASCHINEN
zur Metallbearbeitung
(Fig. 5 und 6.) $^1/_{25}$ Ng.





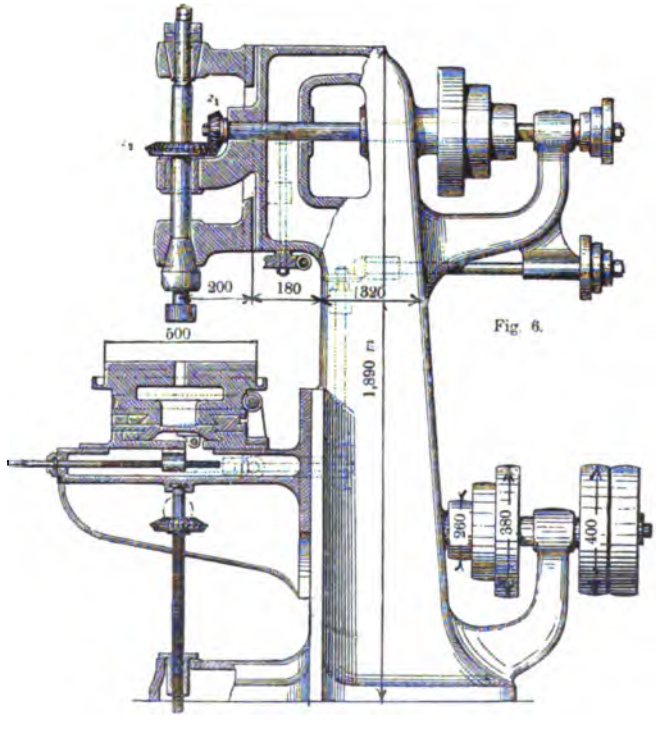


Fig. 6.

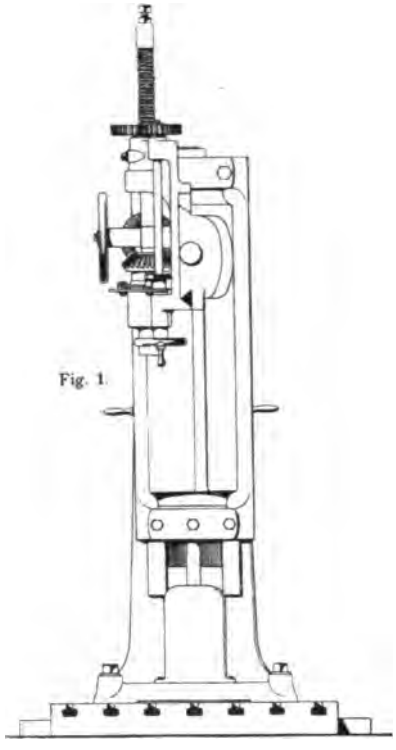
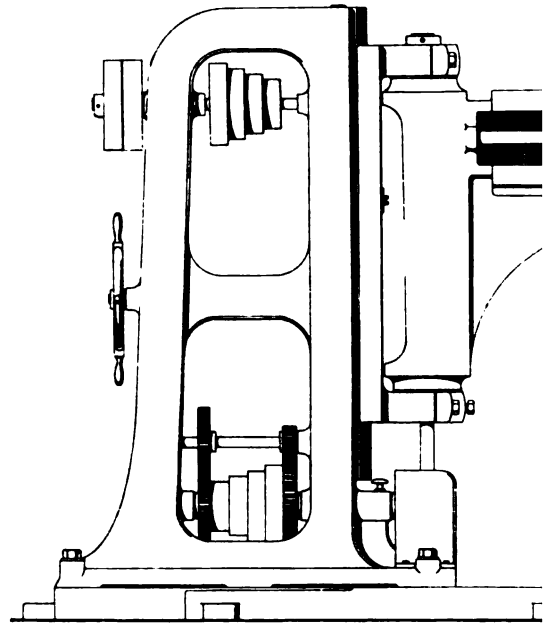


Fig. 1.

RADIALBOHRMASCHINE

mit geschlitzter Fundamentplatte.
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{25}$ Ng.



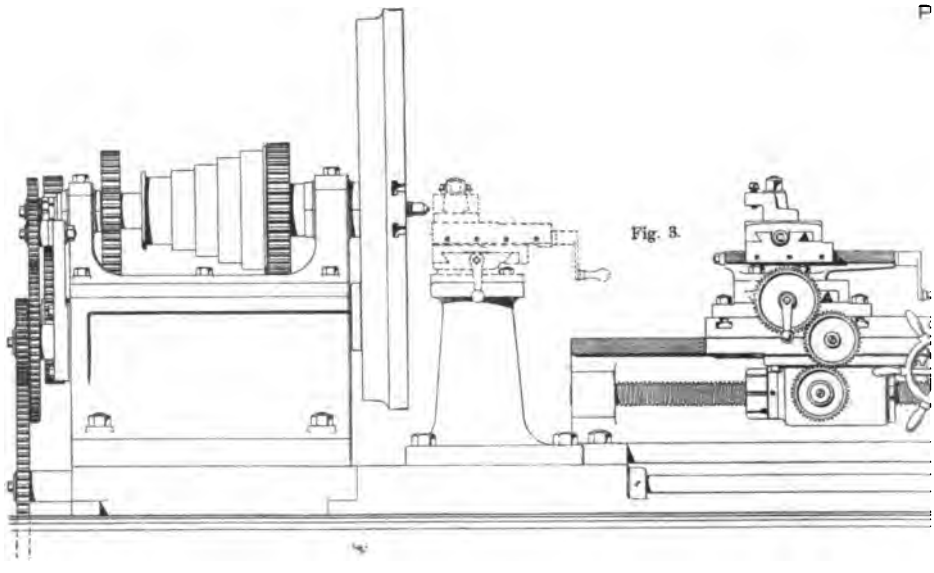


Fig. 3.

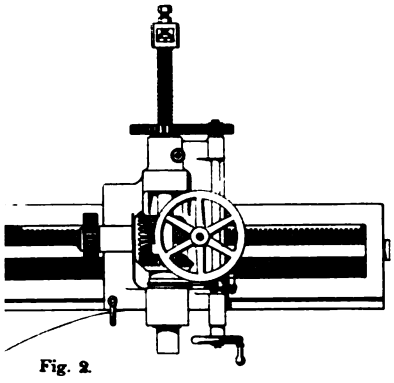


Fig. 2.

FREISTEHENDE BOHRMASCHINE

(Fig. 5 und 6.) $^1/_{20}$ Ng.

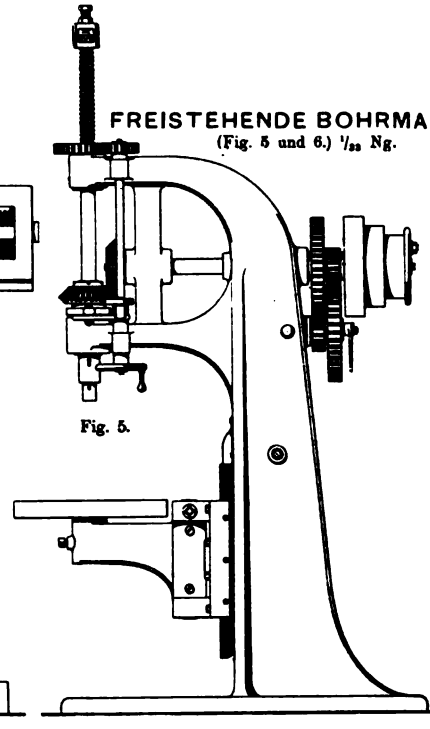


Fig. 5.

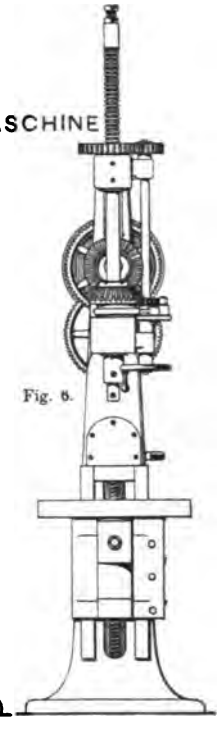
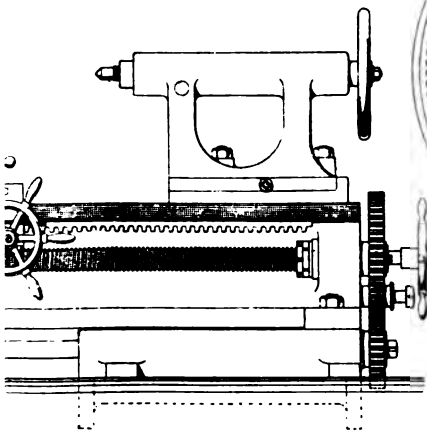


Fig. 6.

..AN- UND SPITZENDREHBANK

mit verschiebbarer Wange.

(Fig. 3 und 4.) $^1/_{17}$ Ng.



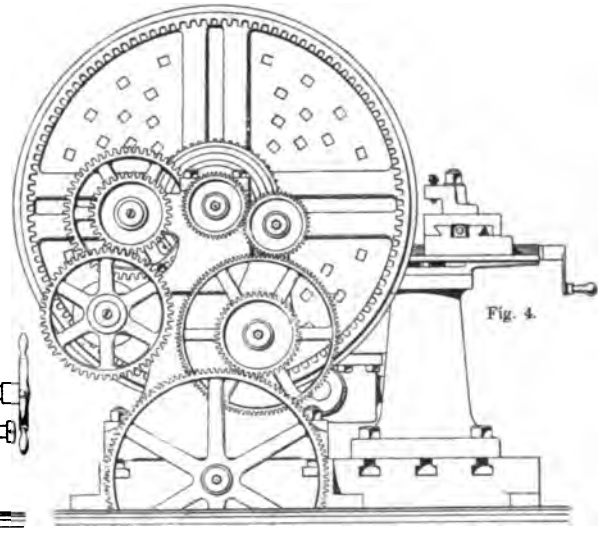


Fig. 4.

Grosse
PLANDREHBANK
mit Zahnkranz-Planscheibe.
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.

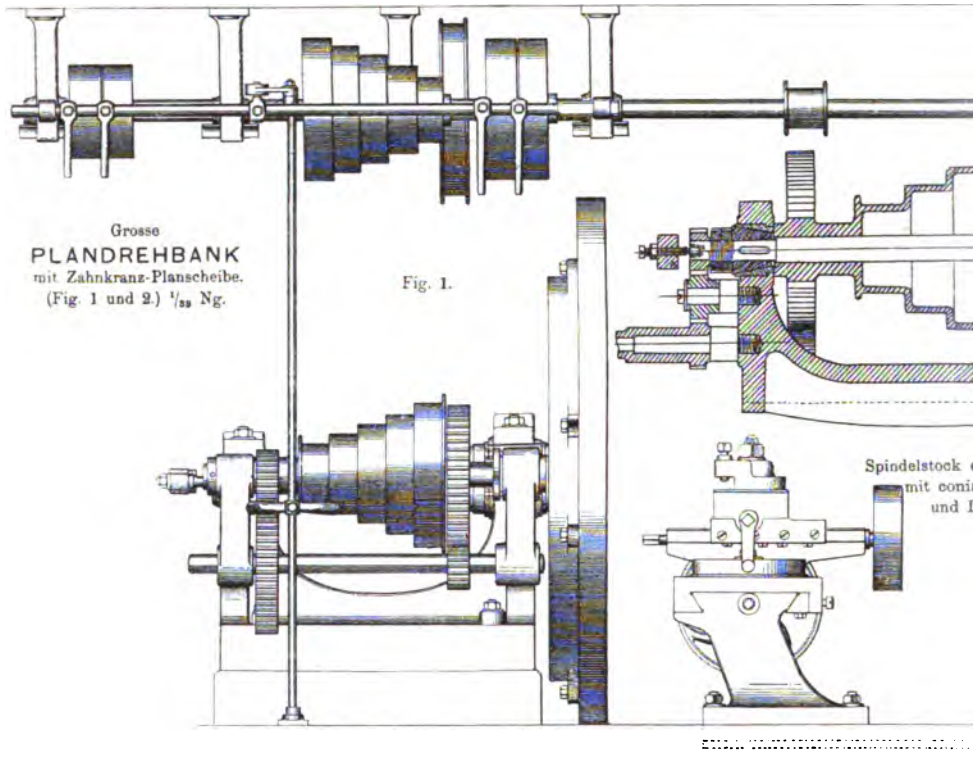


Fig. 1.

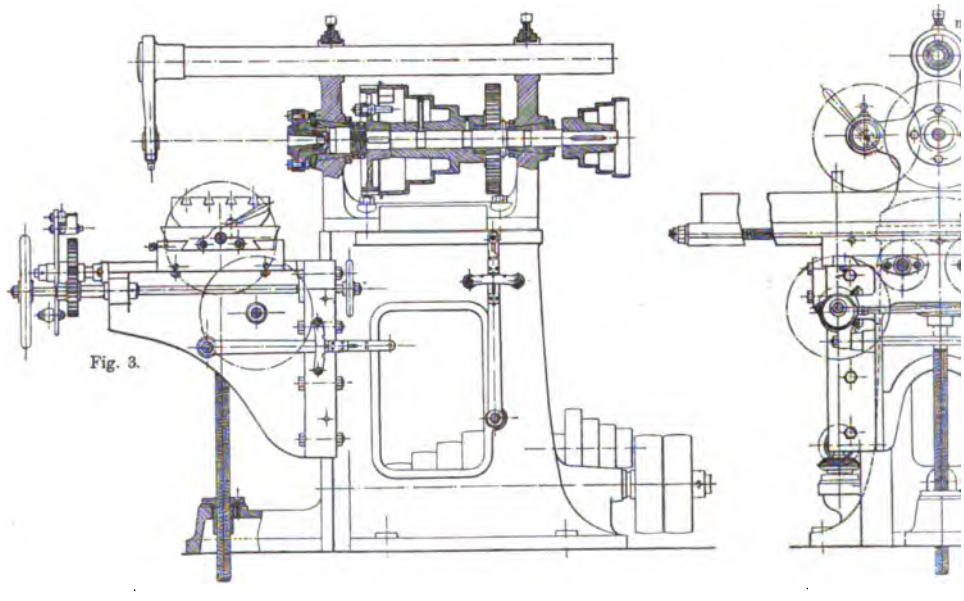


Fig. 3.

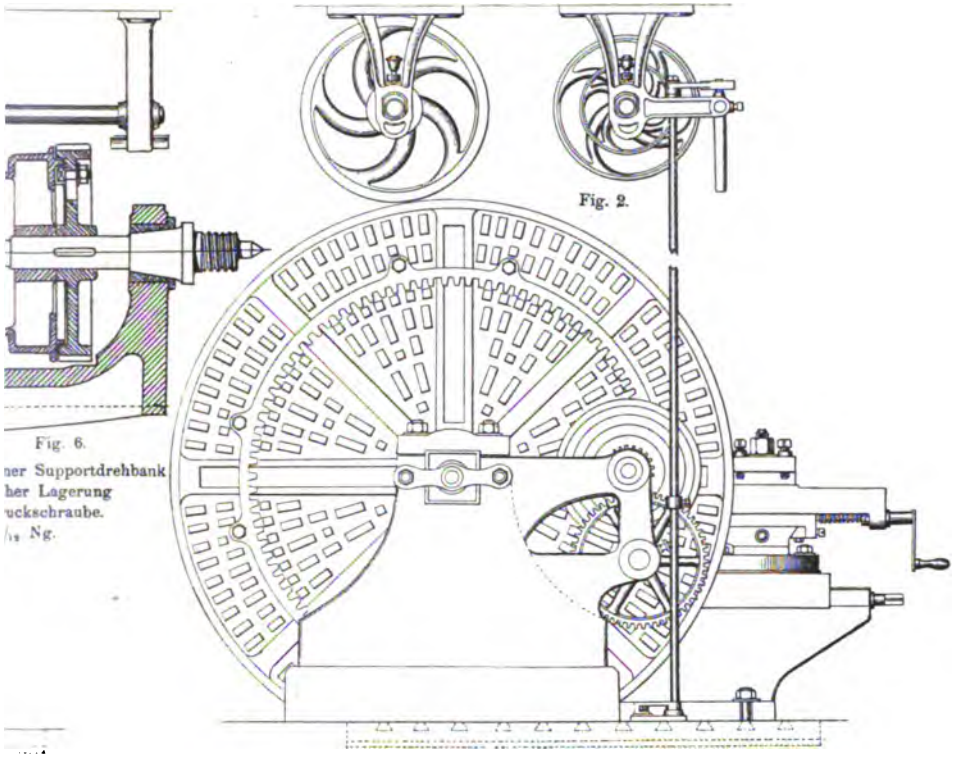


Fig. 2.

Fig. 6.
ner Supportdrehbank
her Lagerung
uckschraube.
/15 Ng.

FRÄSMASCHINE

t horizontaler Spindel, zur Metallbearbeitung.
(Fig. 3 bis 5.) 1/22 Ng.

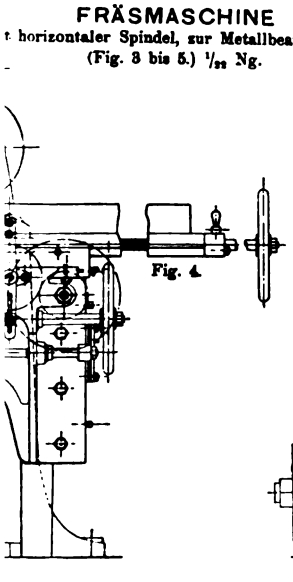


Fig. 4.

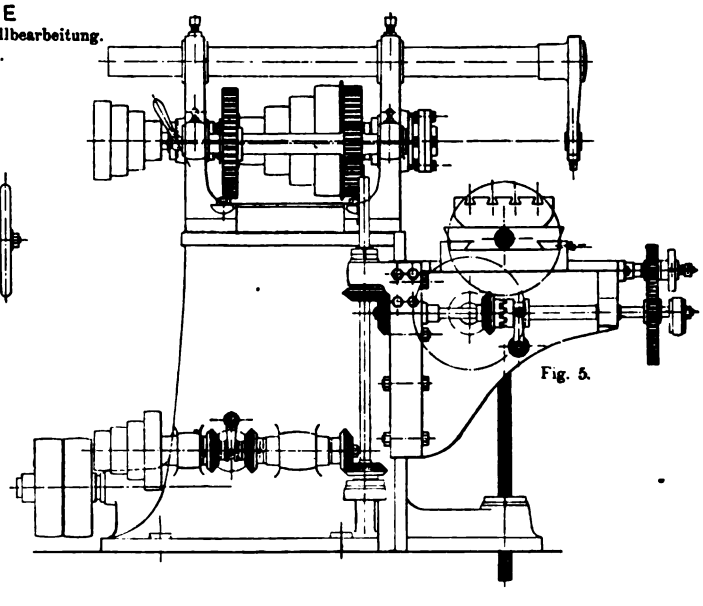
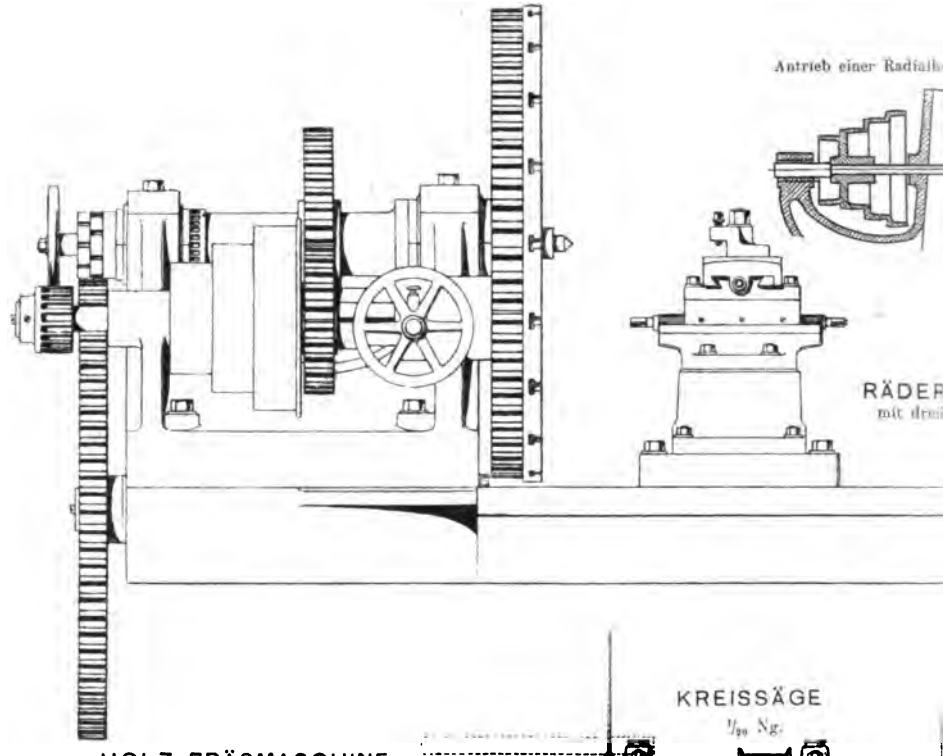


Fig. 5.



HOLZ-FRÄSMASCHINE
1/12 Ng.

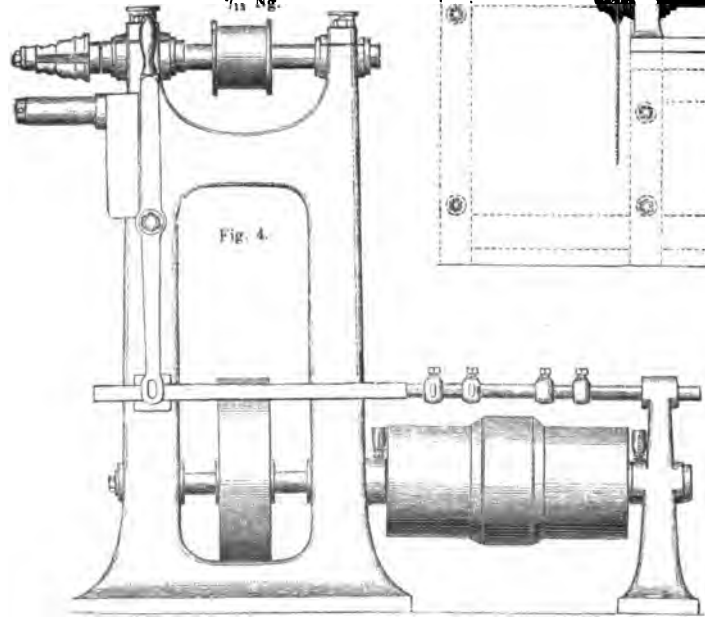


Fig. 4.

KREISSÄGE
1/20 Ng.

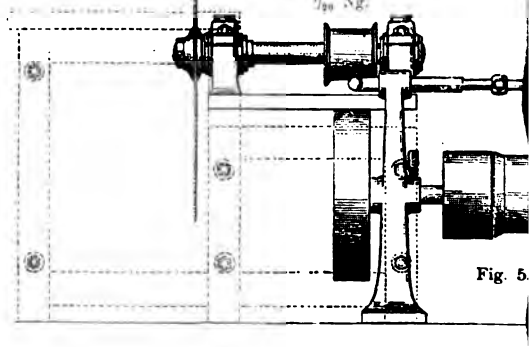


Fig. 5.

FRÄSMASCHIN
zur Metallbearbeitung
(Fig. 7 und 8.) 1/27 N

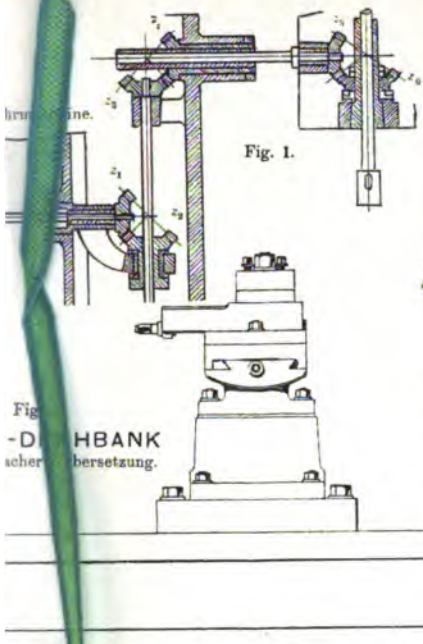
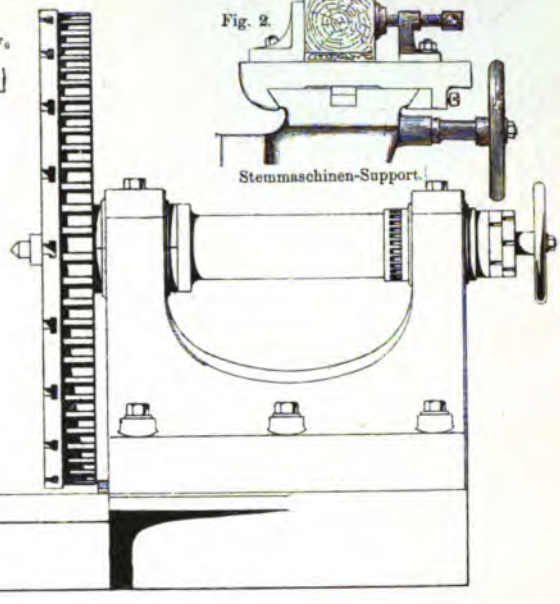


Fig. 1.

Fig. 2.

Stemmaschinen-Support.



Bohrmaschinentisch.

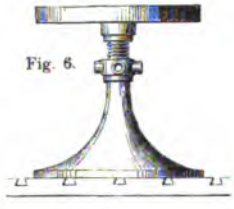


Fig. 6.

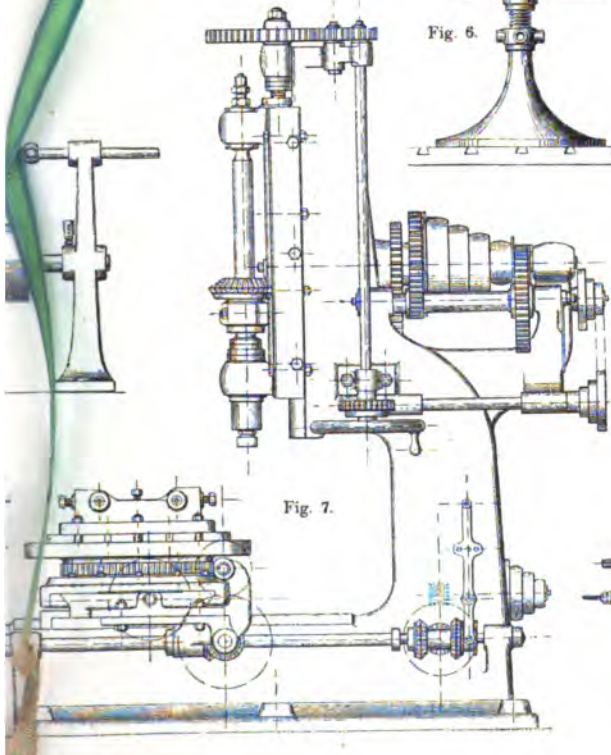


Fig. 7.

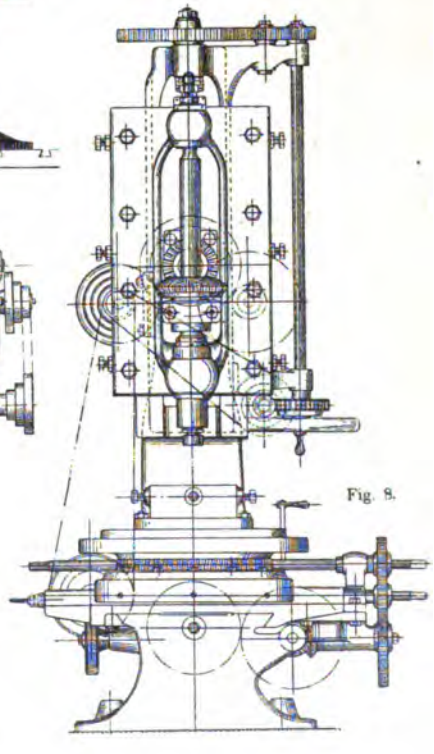


Fig. 8.

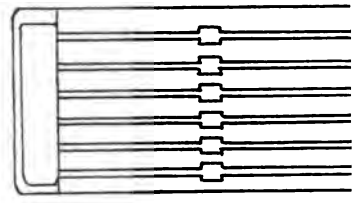
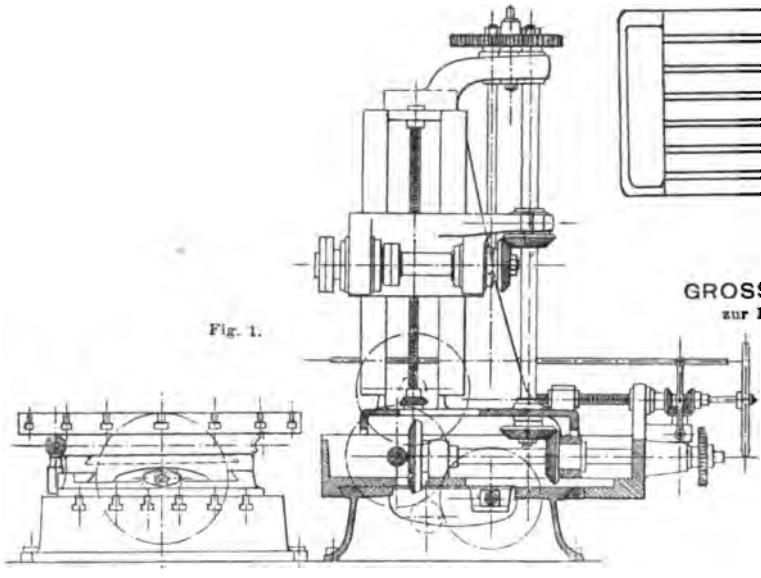
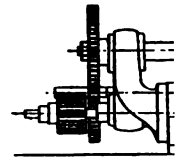


Fig. 4.
Hobelmaschinentisch

GROSSE UNIVERSAL-F
zur Metallbearbeitung. (Fig.

Fig. 1.





GROSSE HOBELMASCHINE
mit Zahnstangen-Antrieb.
(Fig. 6 und 7.) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 6.

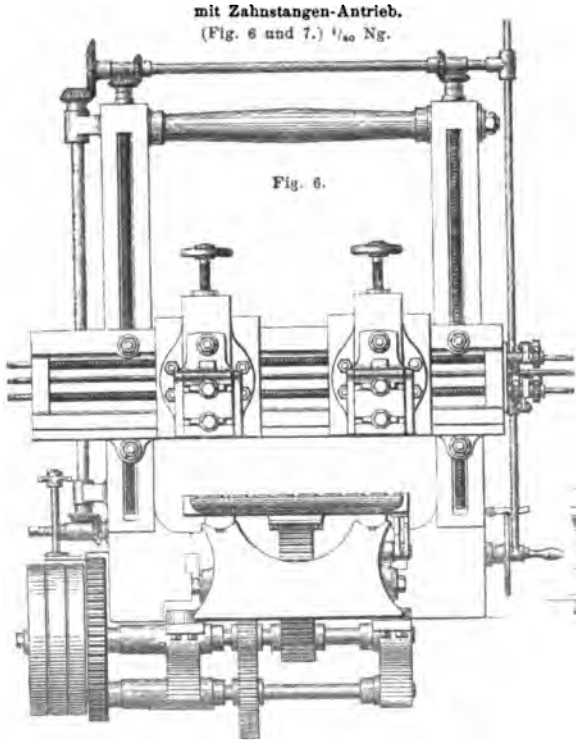
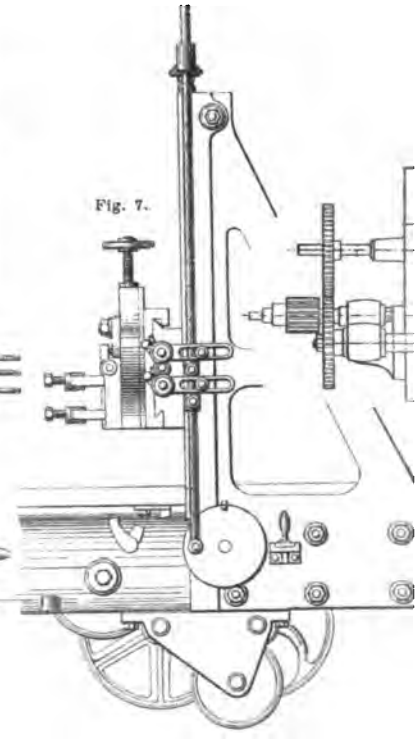
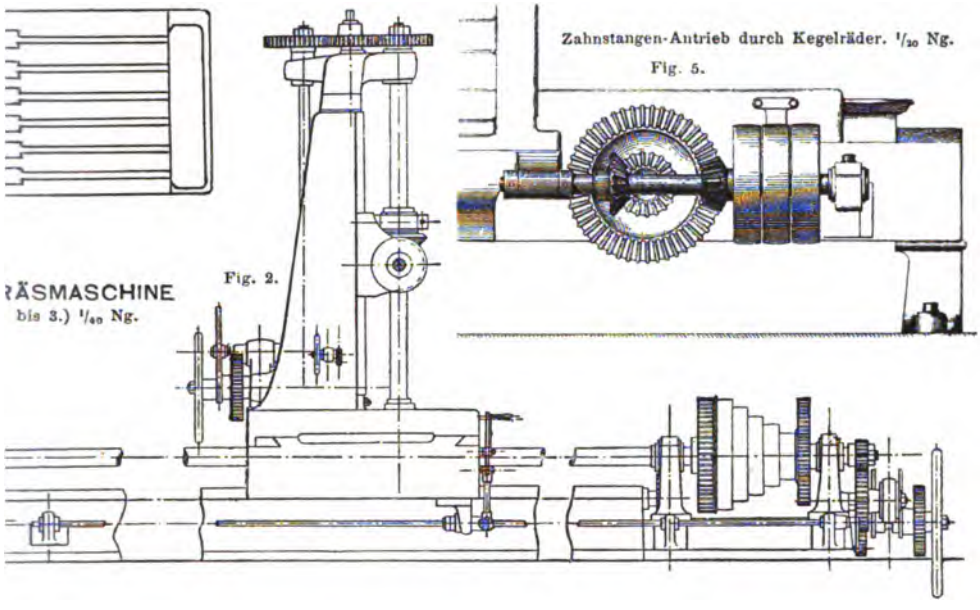


Fig. 7.





RÄSMASCHINE
bis 3.) 1/40 Ng.

Fig. 2.

Zahnstangen-Antrieb durch Kegelräder. 1/20 Ng.

Fig. 5.

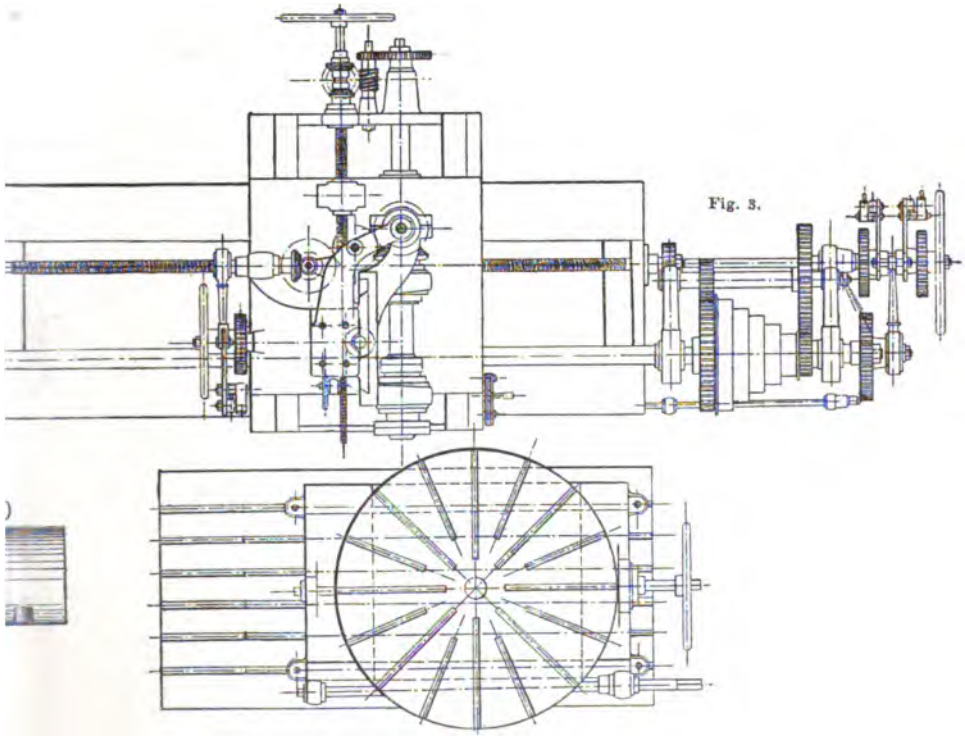
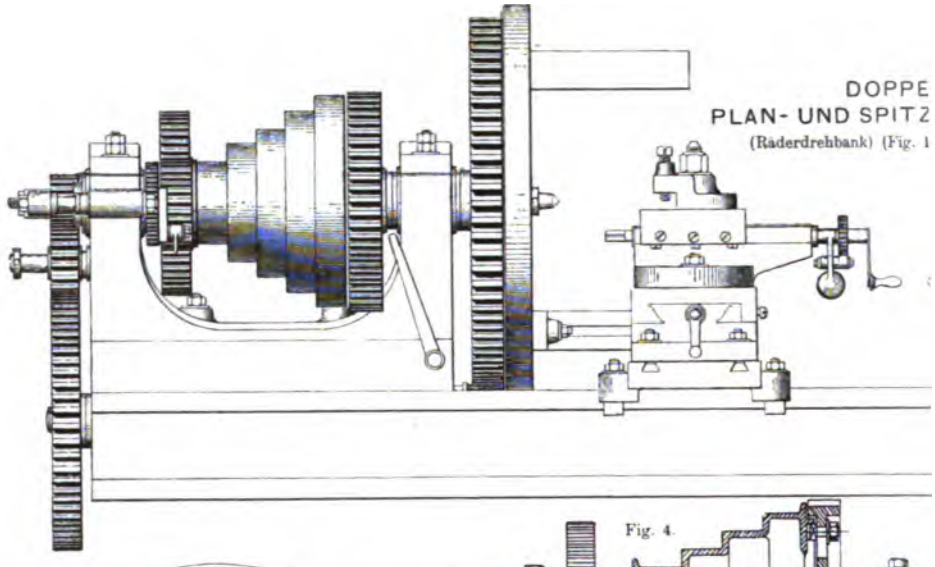
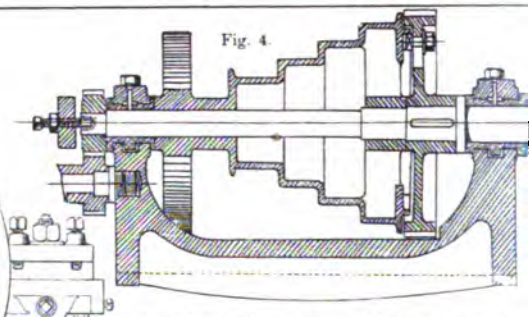


Fig. 3.



DOPPE
PLAN- UND SPITZ
(Räderdrehbank) (Fig. 1

Fig. 4.



Spindelstock einer Supportdrehbank mit cylindris
Spindellagerung.
$^1/_{12}$ Ng.

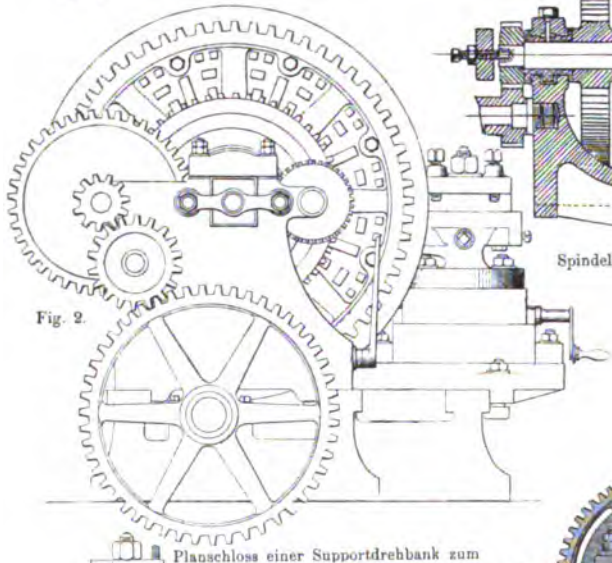


Fig. 2.

Horizontale
CYLINDER-BOHRMASC
(Fig. 6 und 7.) $^1/_{20}$ Ng.

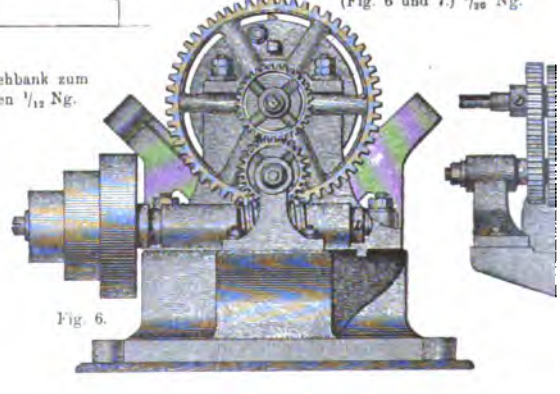
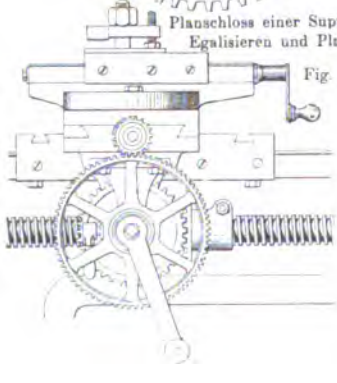


Fig. 6.

Planschloss einer Supportdrehbank zum
Egalisieren und Plandrehen $^1/_{12}$ Ng.

Fig. 5.



.TE
ENDREHBANK
und 2.) 1/17 Ng.

Fig. 1.

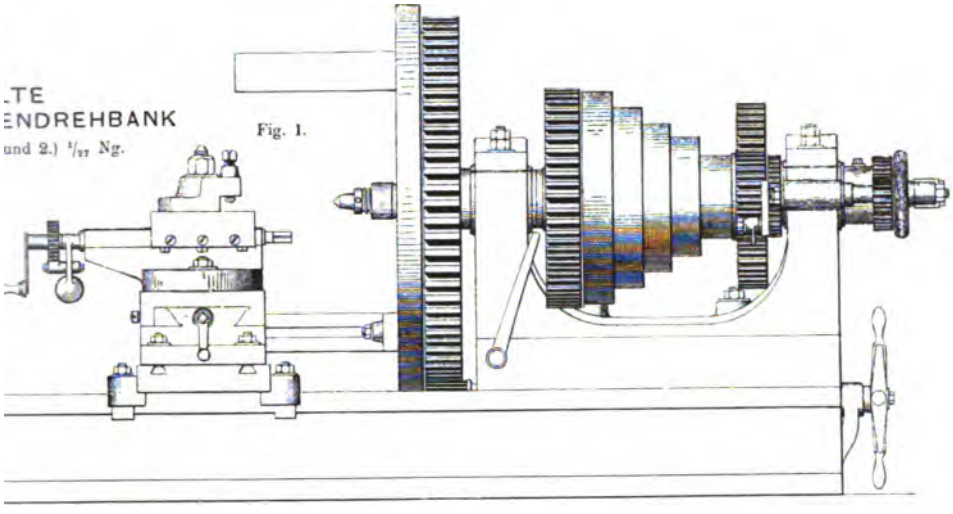
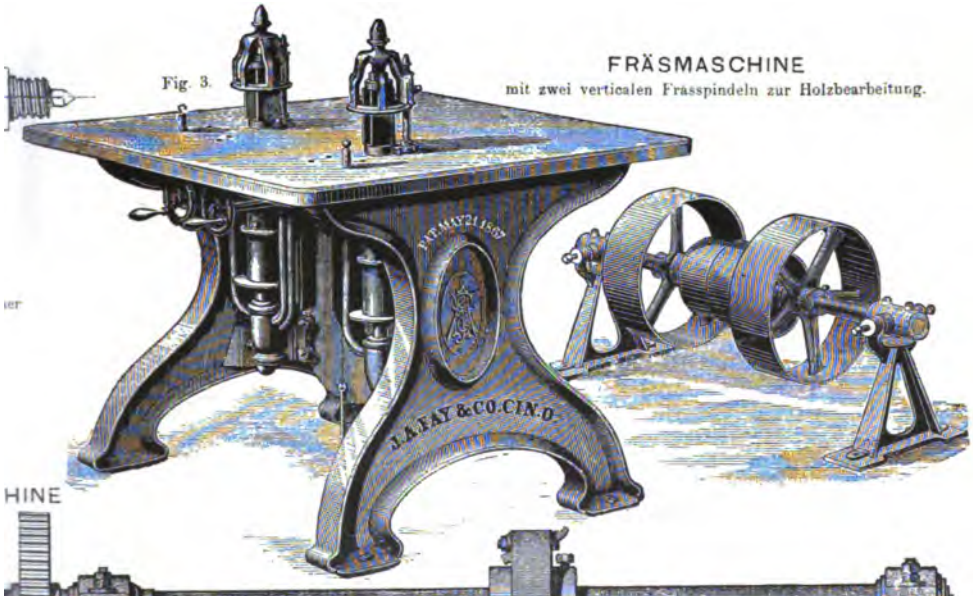


Fig. 3.

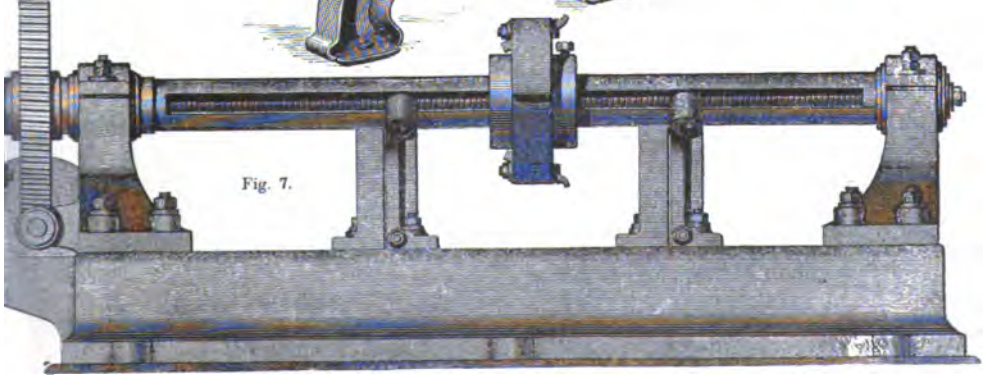
FRÄSMASCHINE
mit zwei verticalen Frasspindeln zur Holzbearbeitung.

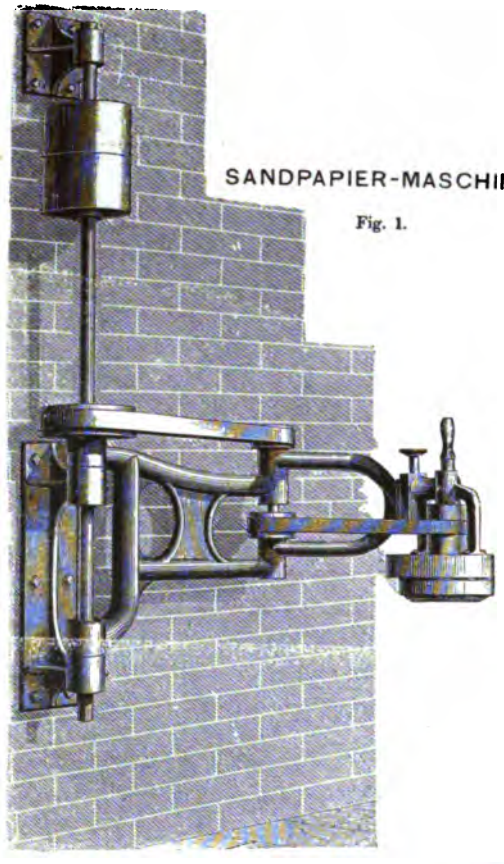


ier

HINE

Fig. 7.





SANDPAPIER-MASCHINE

Fig. 1.

FREISTEHENDE HOLZBOHRMASC

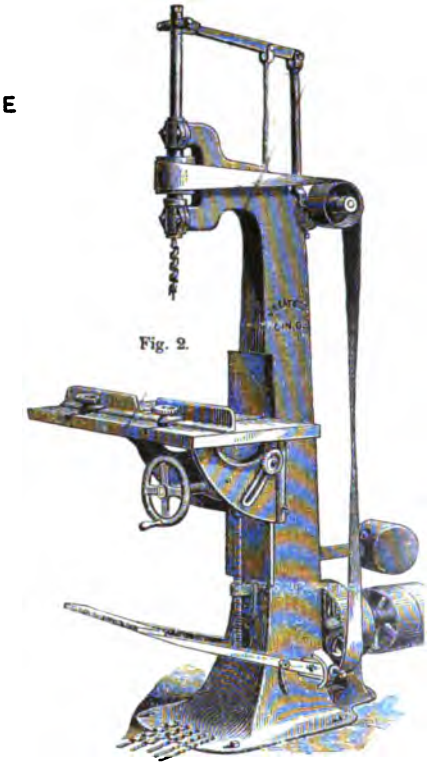


Fig. 2.

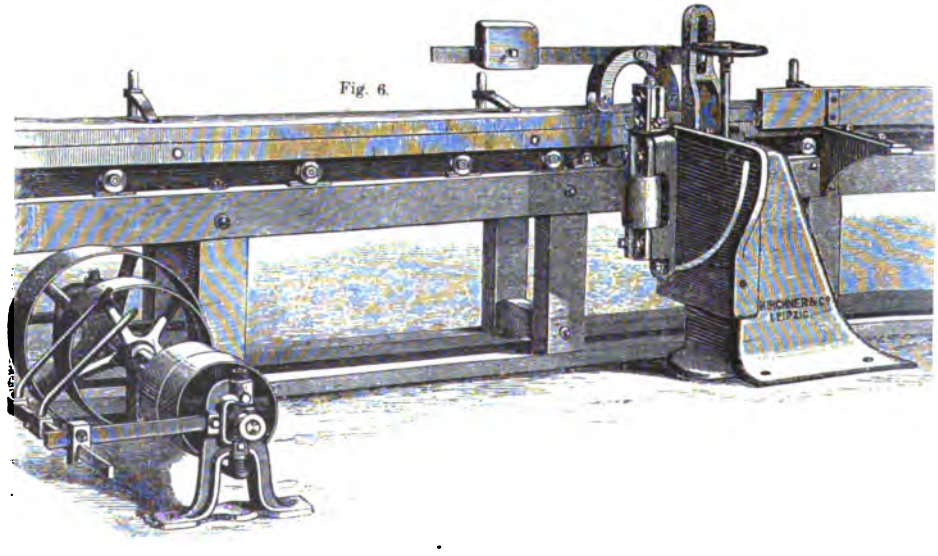
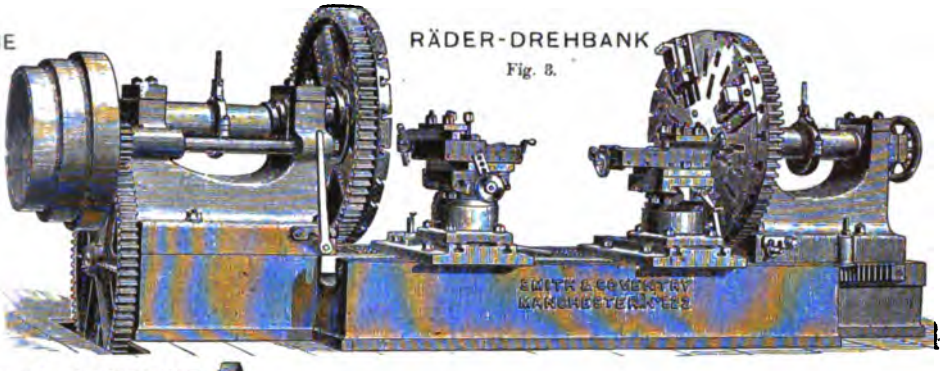


Fig. 6.

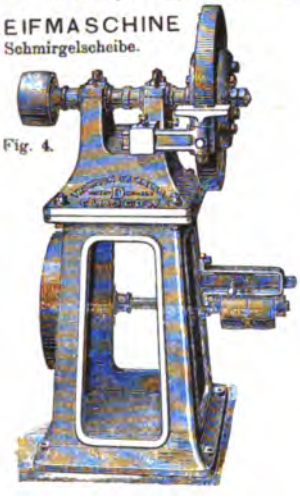
HINE RÄDER-DREHBANK

Fig. 3.



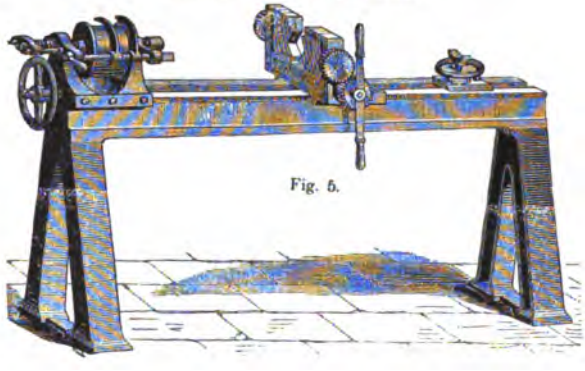
SCHLEIFMASCHINE
mit Schmirgelscheibe.

Fig. 4.



CENTRIERMASCHINE
mit verschiebbarem Spindelstock.

Fig. 5.



HOLZBEARBEITUNGSMASCHINE
für Zimmermanns-Arbeiten (Fig. 6 bis 8.)

Fig. 7.

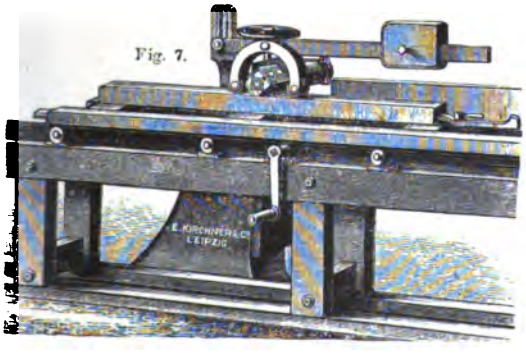
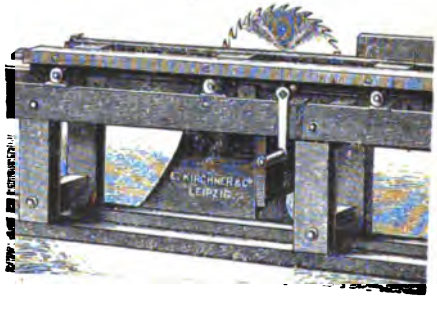


Fig. 8.



SPECIALDREHBANK
mit Revolversupport.

Fig. 1.

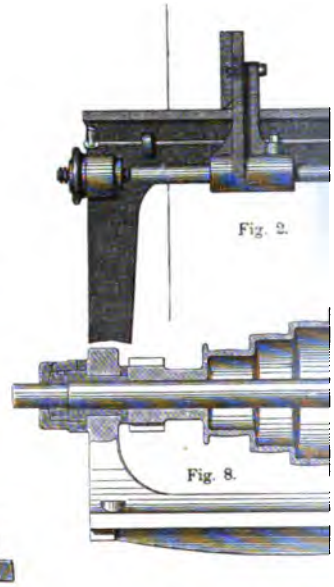
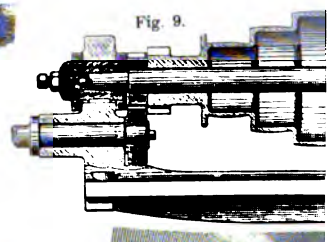


Fig. 2.

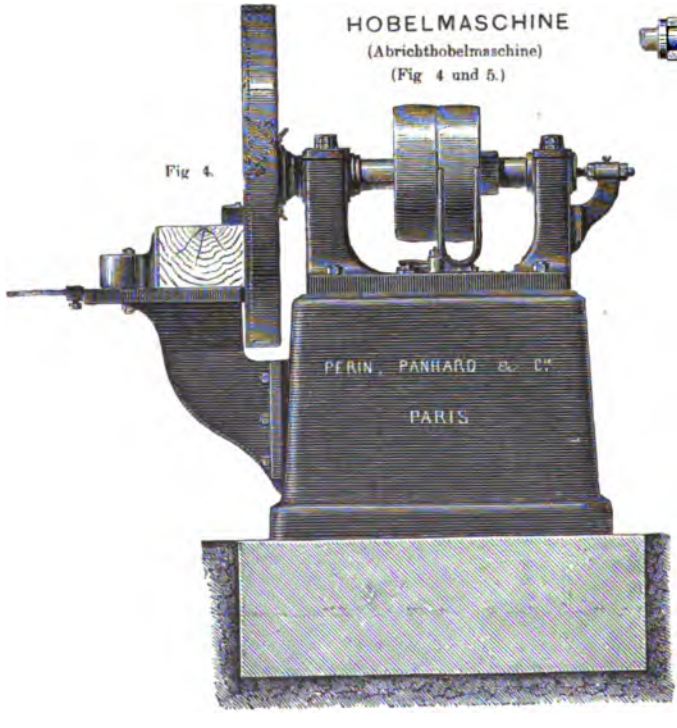
Fig. 8.

Fig. 9.



HOBELMASCHINE
(Abrichthobelmaschine)
(Fig 4 und 5.)

Fig 4.



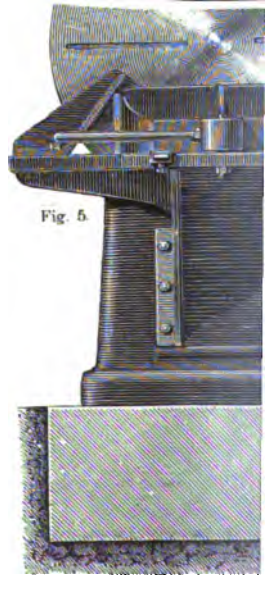


Fig. 5.

KREISSÄGE
mit Handvorschub.
(Fig. 2 und 3.)

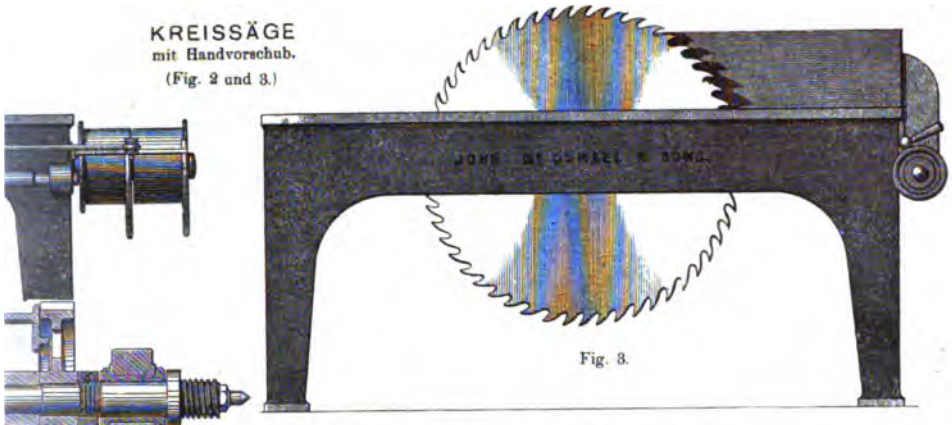


Fig. 3.

Pfaff's Patent-Spindelstöcke für Supportdrehbänke (Fig. 8 und 9.)

KREISSÄGE
mit selbstthätigem Vorschub
(Fig 6 und 7.)

Fig 6.

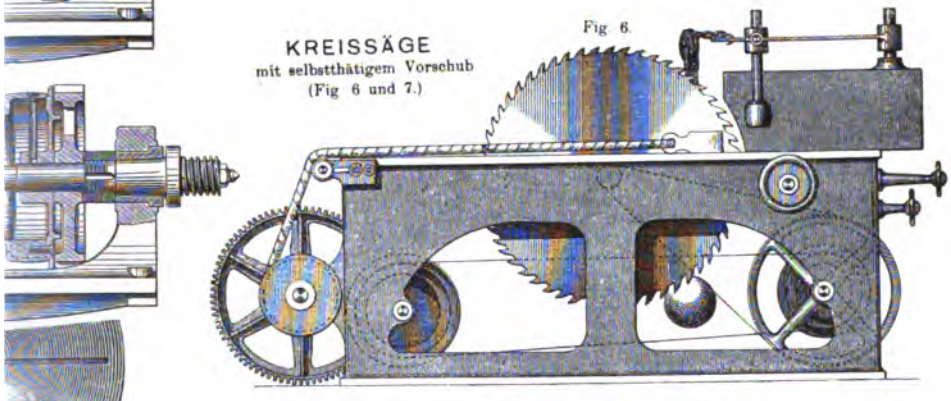
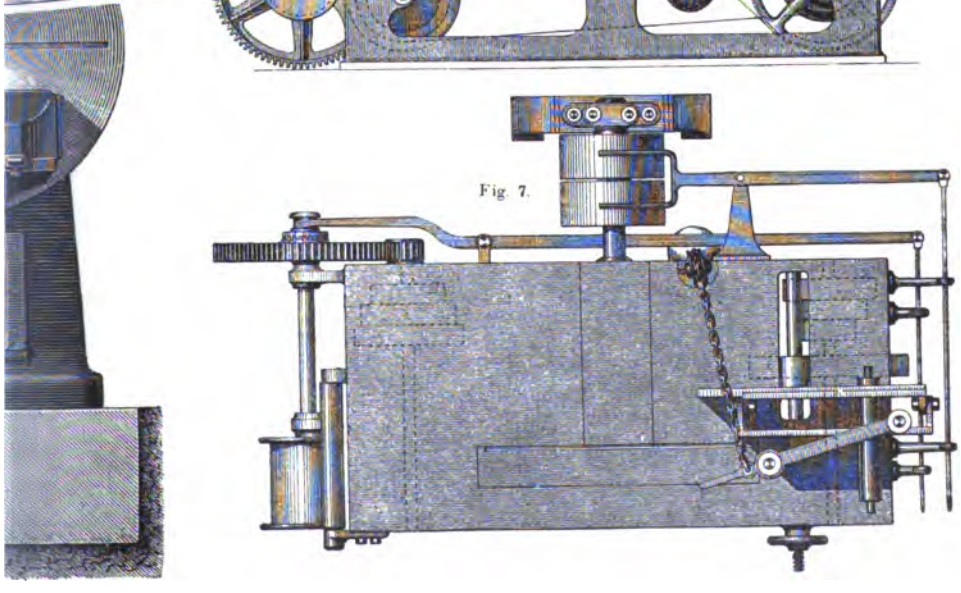


Fig. 7.



FREISTEHENDE BOHRMASCHINE

mit Räderübersetzung und wegdrehbarem Supporttisch
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{27}$ Ng.

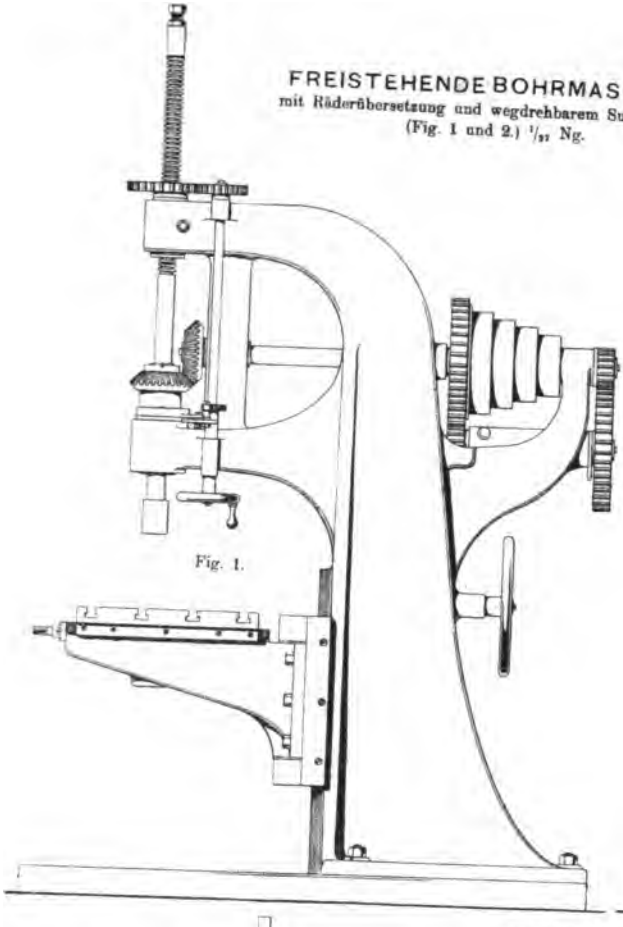


Fig. 1.

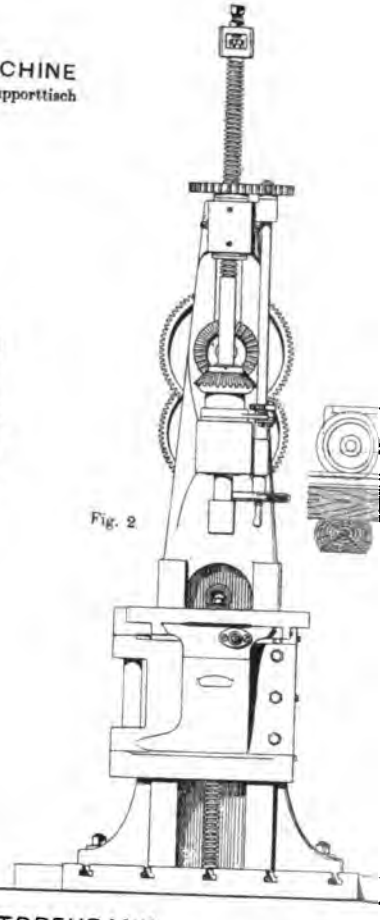


Fig. 2

SUPPORTDREHBANK

Leichte Construction mit gekröpfter Wange ohne Einlegplatte
(Fig. 3 und 4.) $^1/_{20}$ Ng.

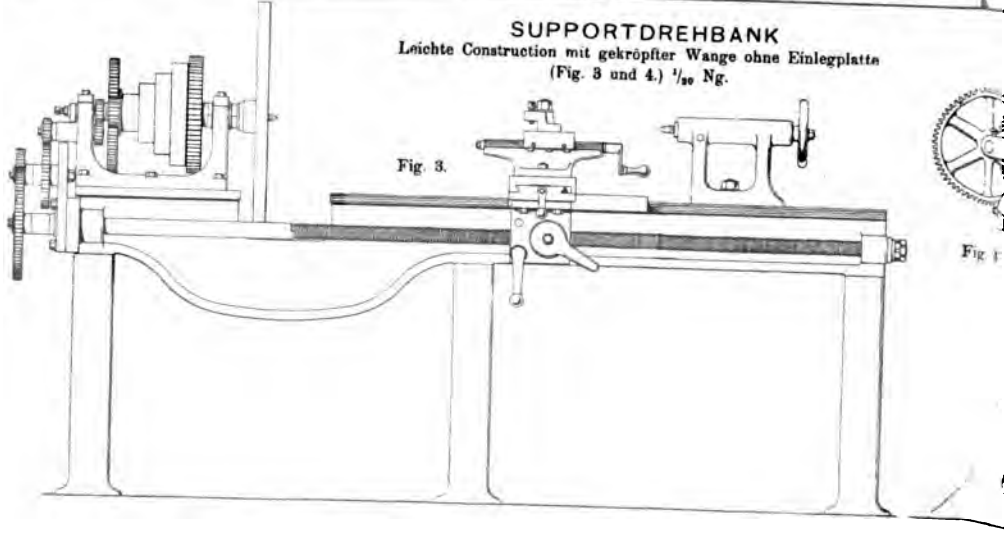
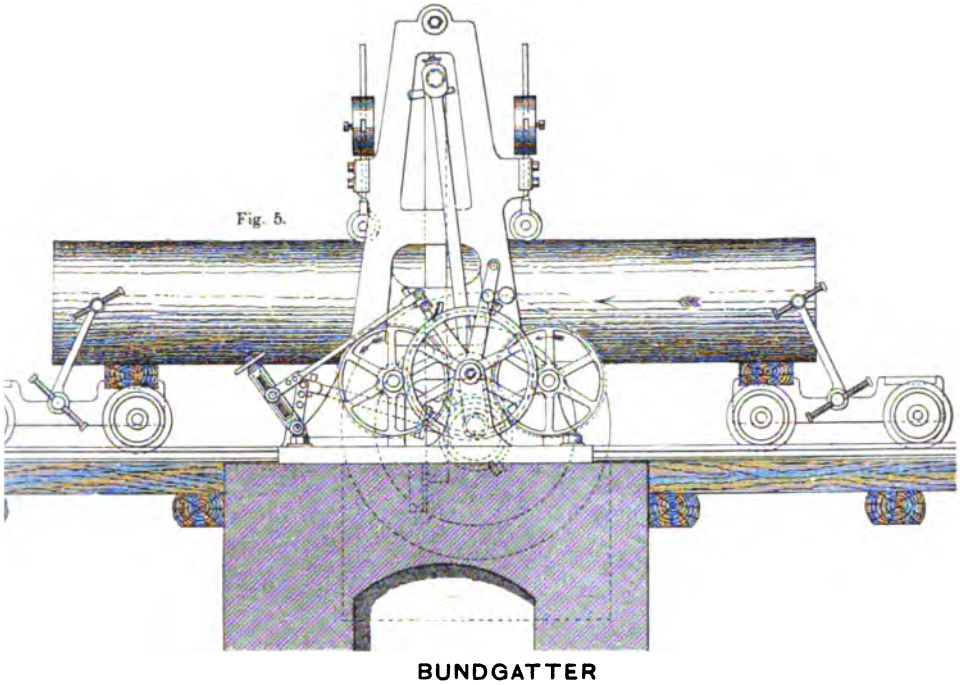


Fig. 3.

Fig. 4

Fig. 5.



BUNDGATTER

Gattersäge mit Walzenvorschub und über dem Fundament liegendem Antrieb (Fig. 5 und 6.) $^1/_{30}$ Ng.

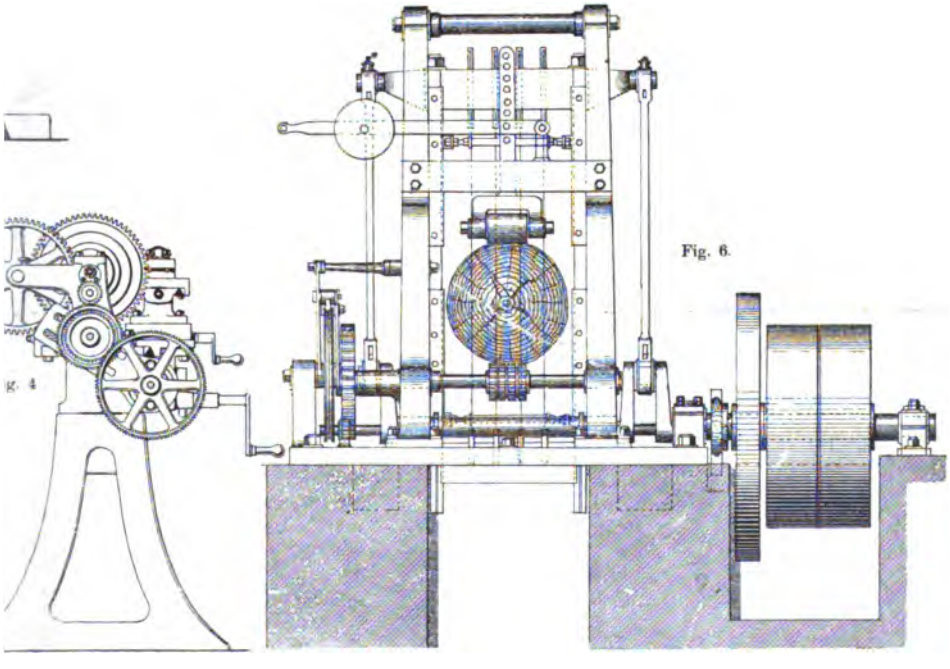
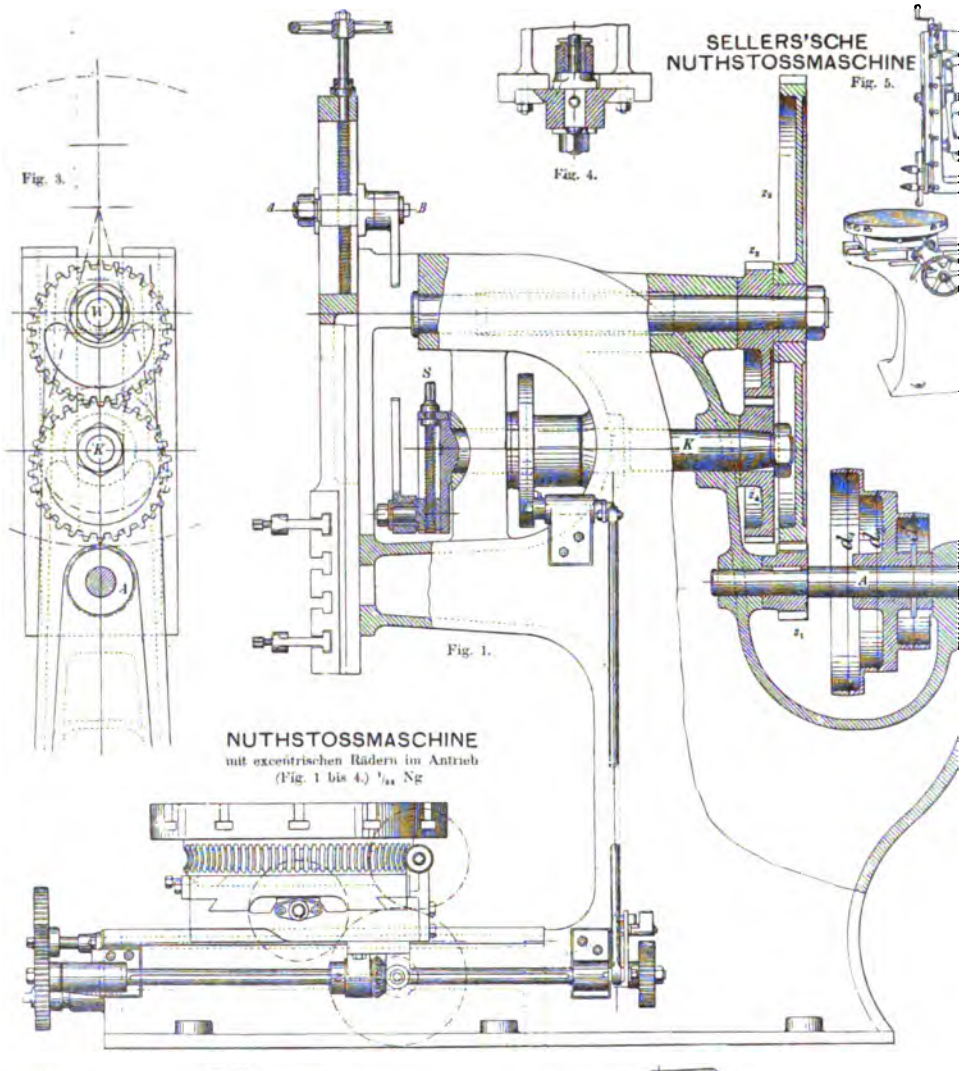


Fig. 6.


SELLERS'SCHE
NUTHSTOSSMASCHINE
Fig. 5.
Fig. 4.
Fig. 3.
Fig. 1.
NUTHSTOSSMASCHINE
mit excentrischen Rädern im Antrieb
(Fig. 1 bis 4.) 1/11 Ng

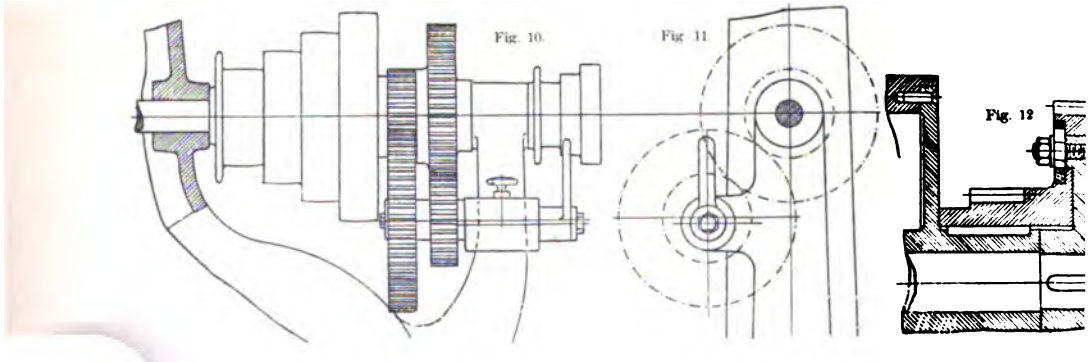
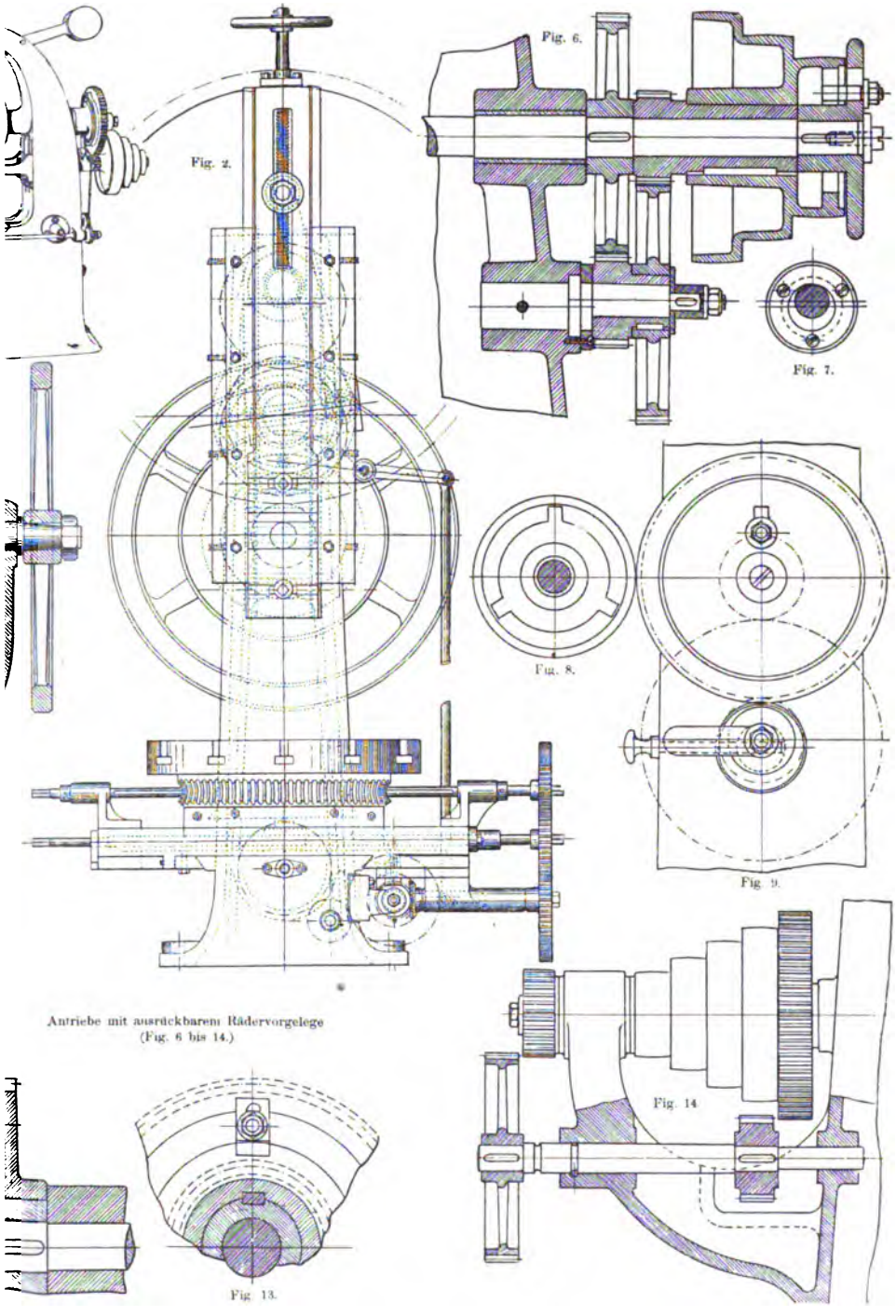
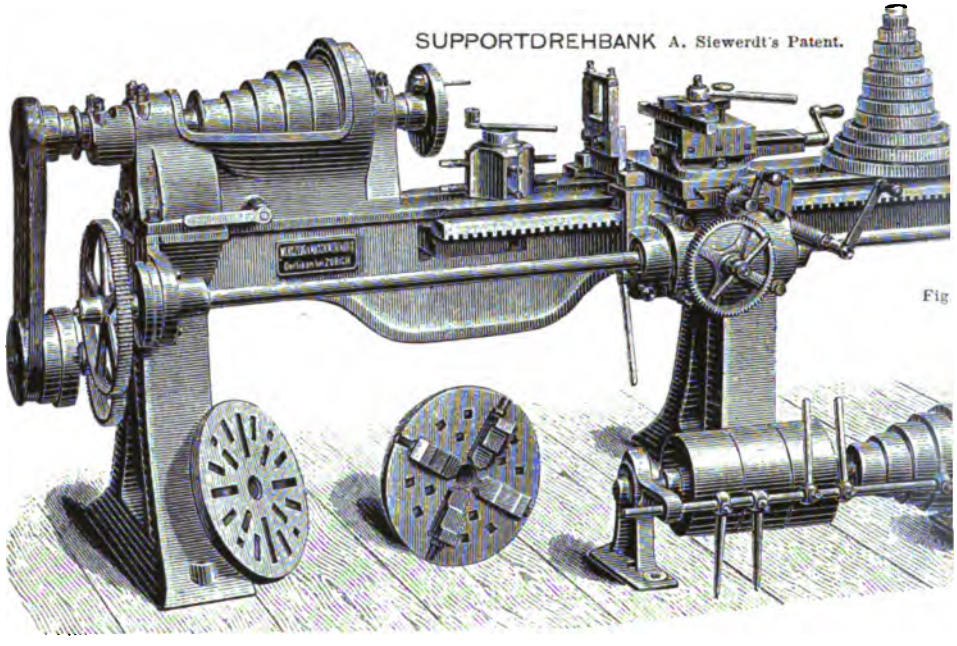


Fig. 10.
Fig. 11.
Fig. 12



Antriebe mit ausrückbarem Rädervorgelege
(Fig. 6 bis 14.)



Fig

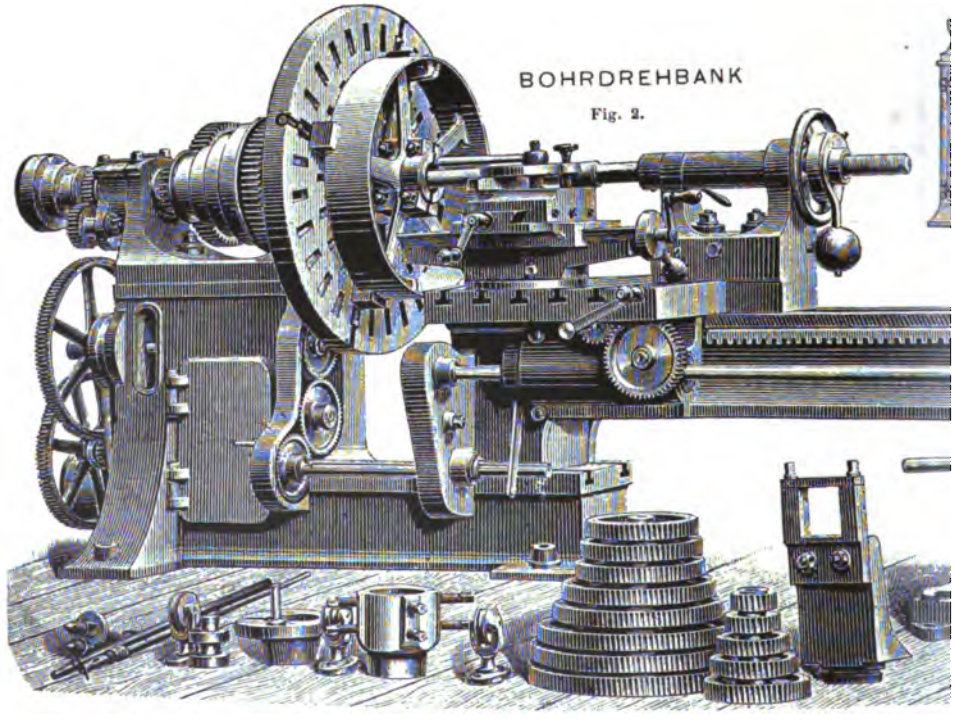
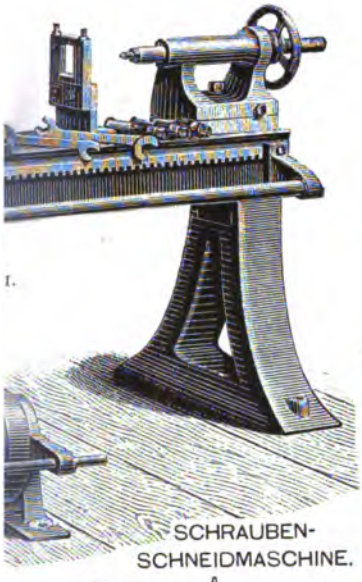


Fig. 2.



I.

SCHRAUBEN-
SCHNEIDMASCHINE.

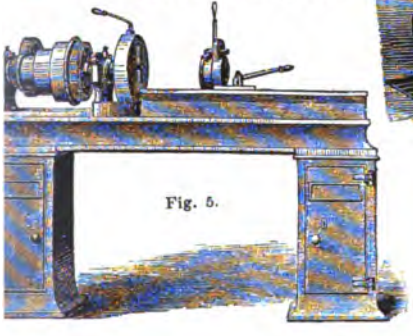
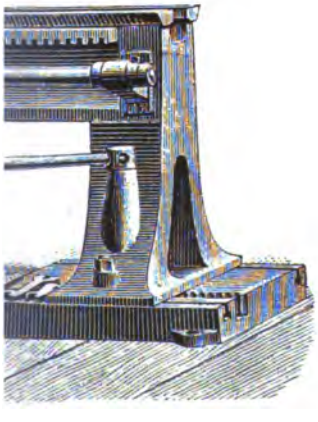
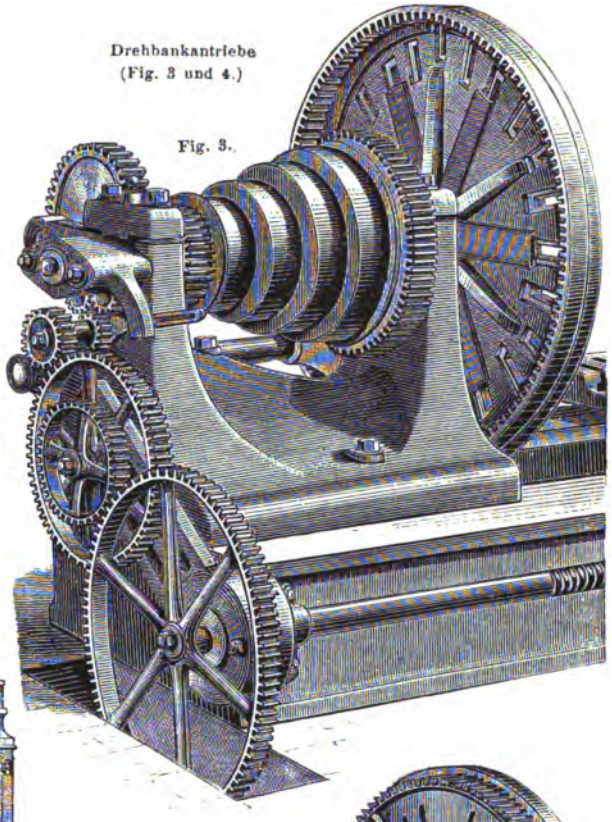


Fig. 5.



Drehbankantriebe
(Fig. 3 und 4.)

Fig. 3.



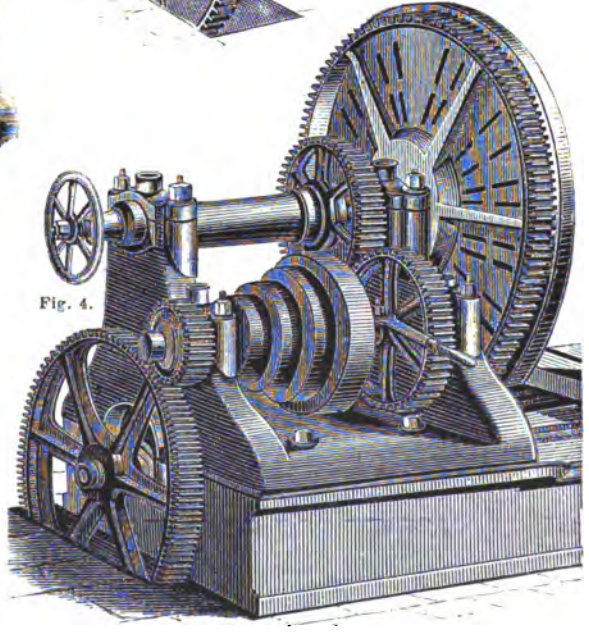
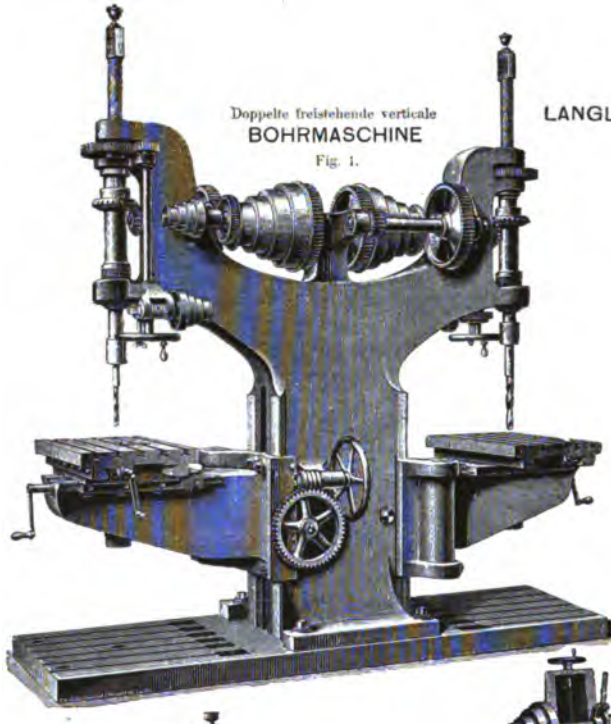


Fig. 4.

Doppelte freistehende verticale
BOHRMASCHINE
Fig. 1.



GROSSE
LANGLOCHBOHRMASCHINE
(Fig. 2.)

Fig. 2.

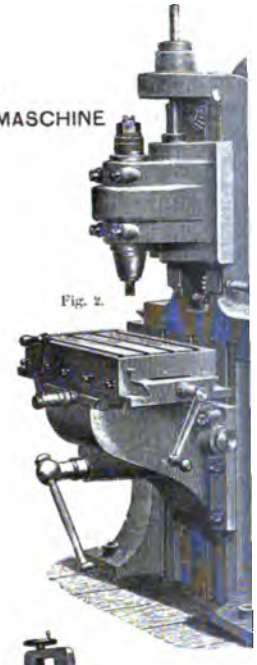
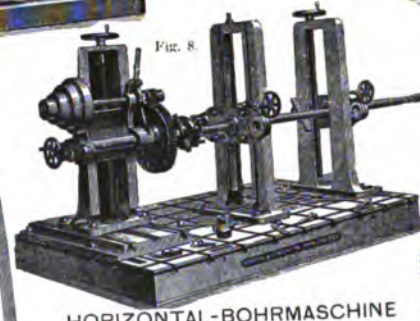


Fig. 8.



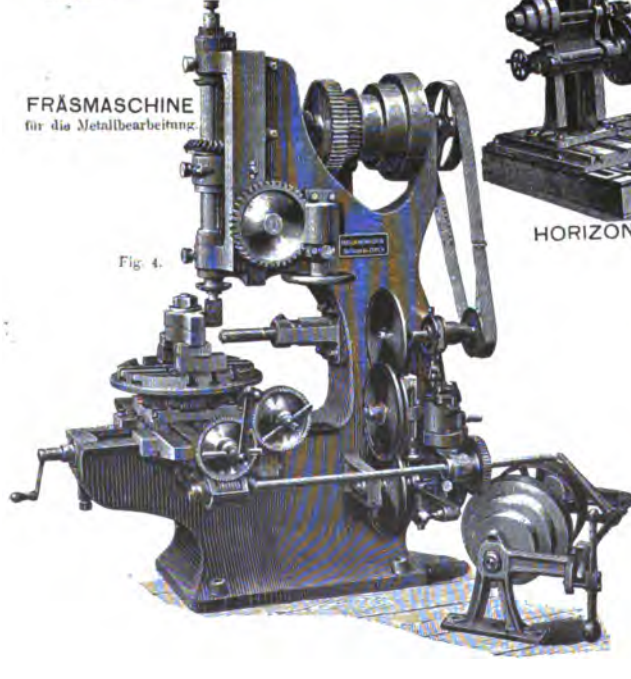
HORIZONTAL-BOHRMASCHINE
(Fig. 8.)

NUTHSTOSSMASCHINE
mit Coulissenhebel.

Fig.

FRÄSMASCHINE
für die Metallbearbeitung.

Fig. 4.



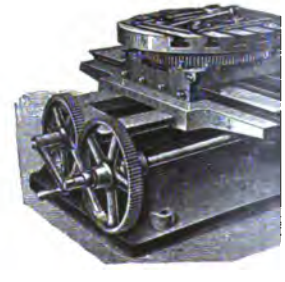


Fig. 7

Kleine
LANGLOCH-
BOHRMASCHINE

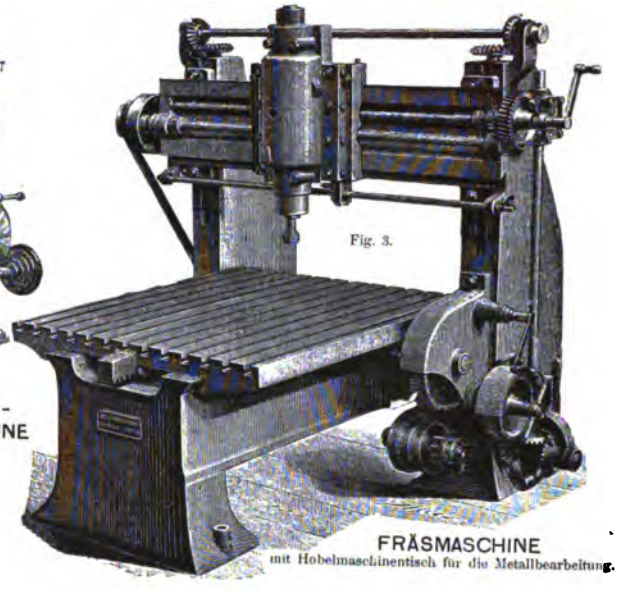


Fig. 3.

FRÄSMASCHINE
mit Hobelmaschinentisch für die Metallbearbeitung.

SÄULEN-
RADIALBOHRMASCHINE

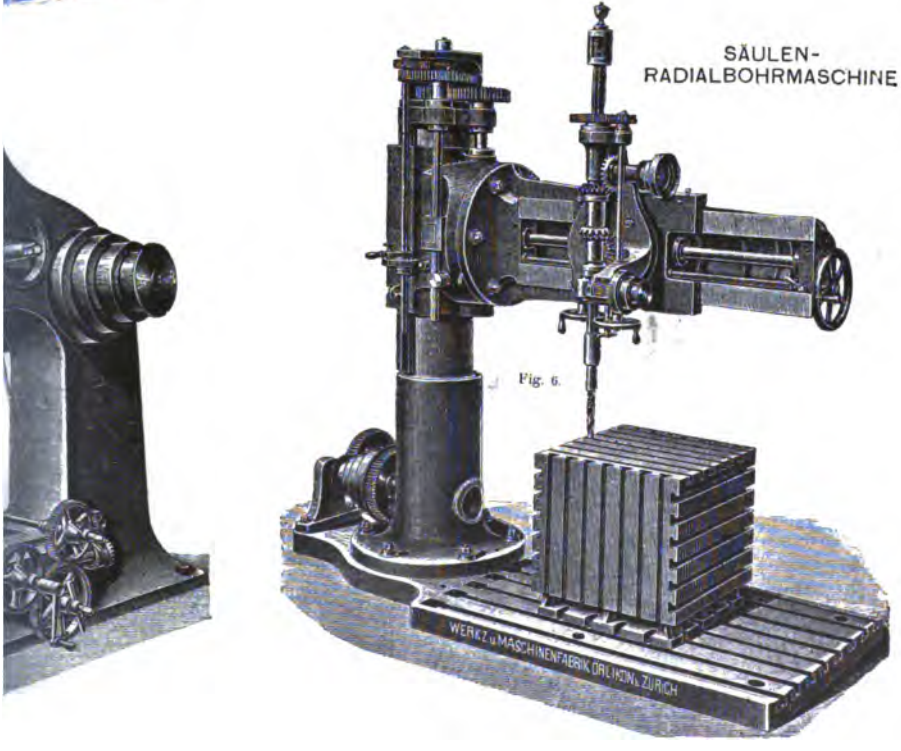


Fig. 6.

BLECHKANTENHOBELMASCHINE

(Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.

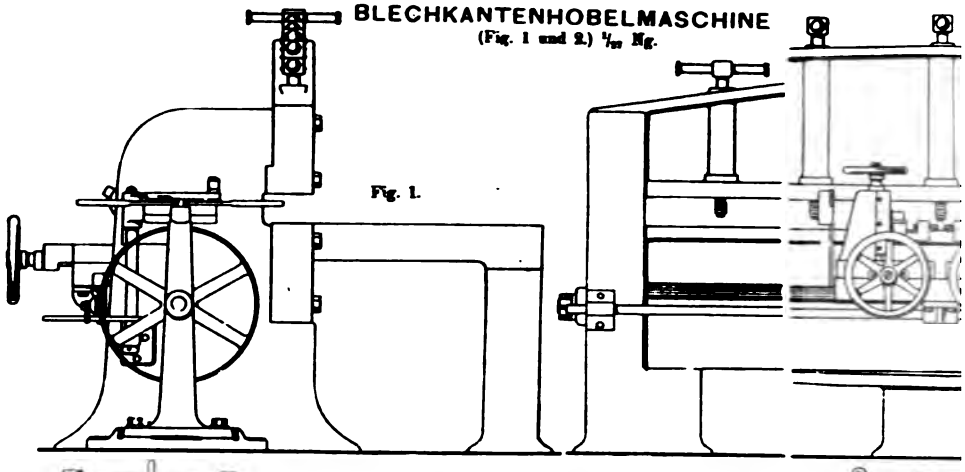


Fig. 1.

GATTERSÄGE

(Bundgatter) (Fig. 3 und 4.) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 3.

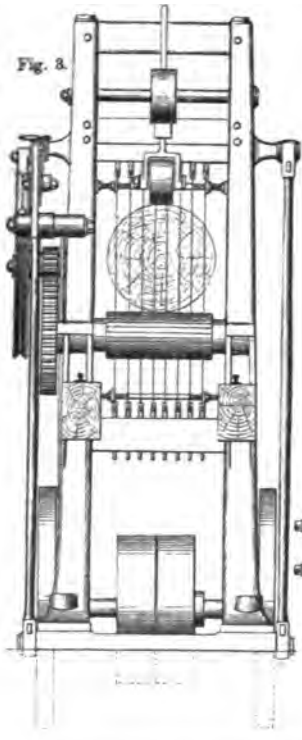


Fig. 4.

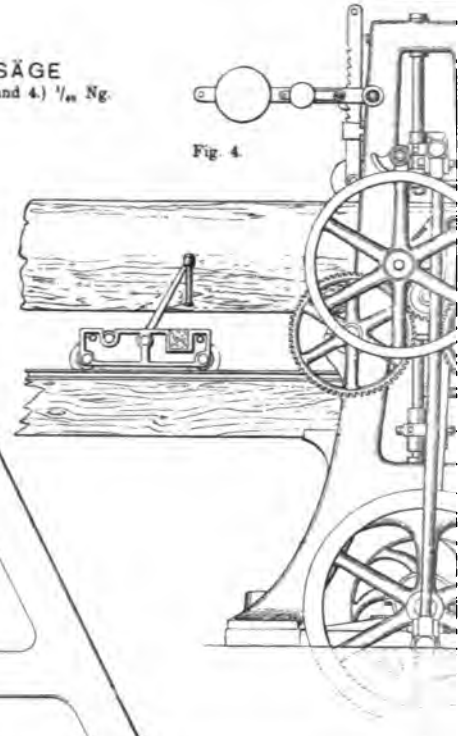


Fig. 5.

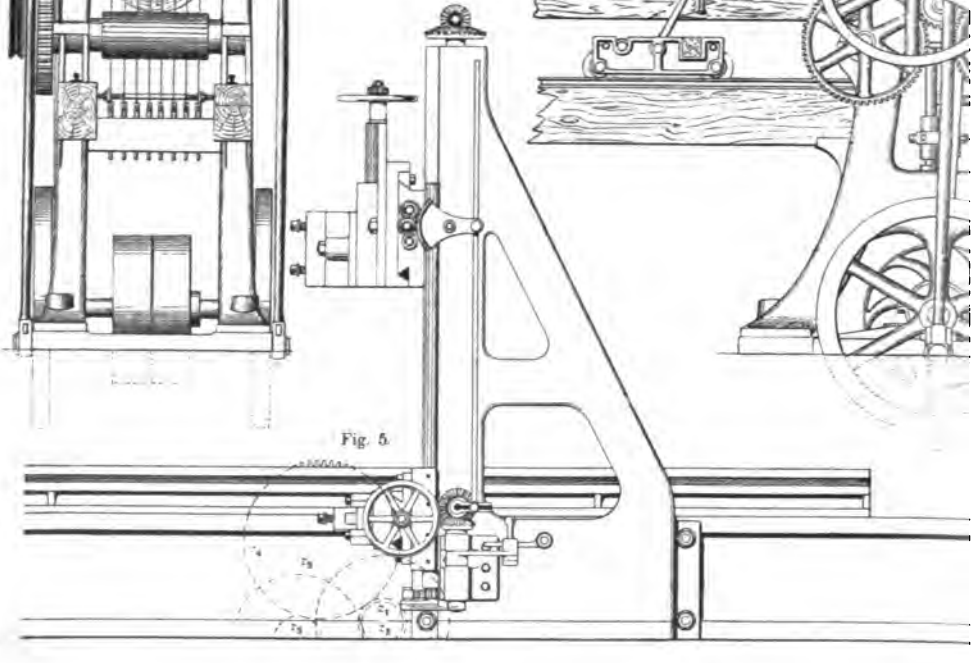
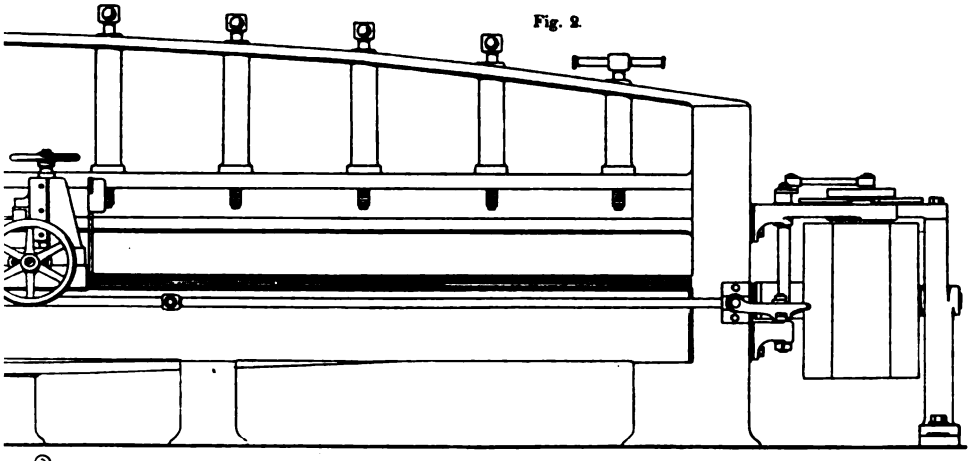
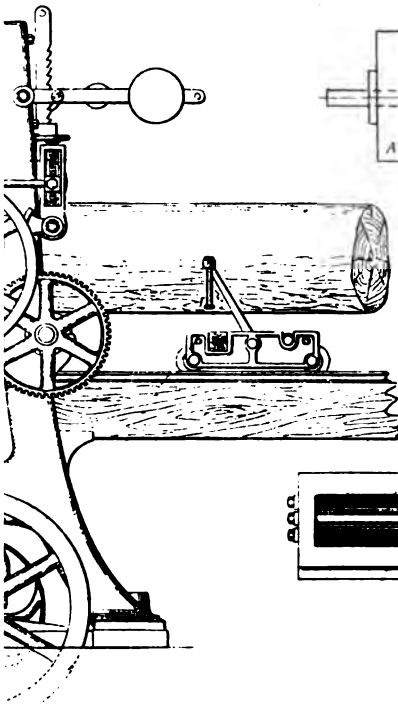


Fig. 2.





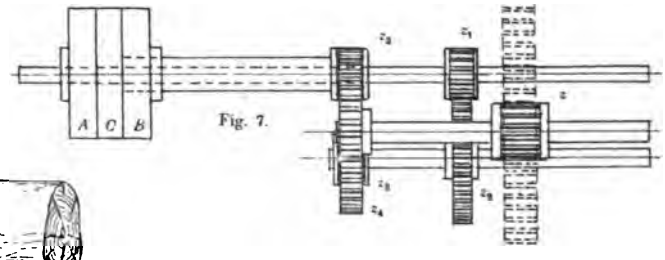


Fig. 7.

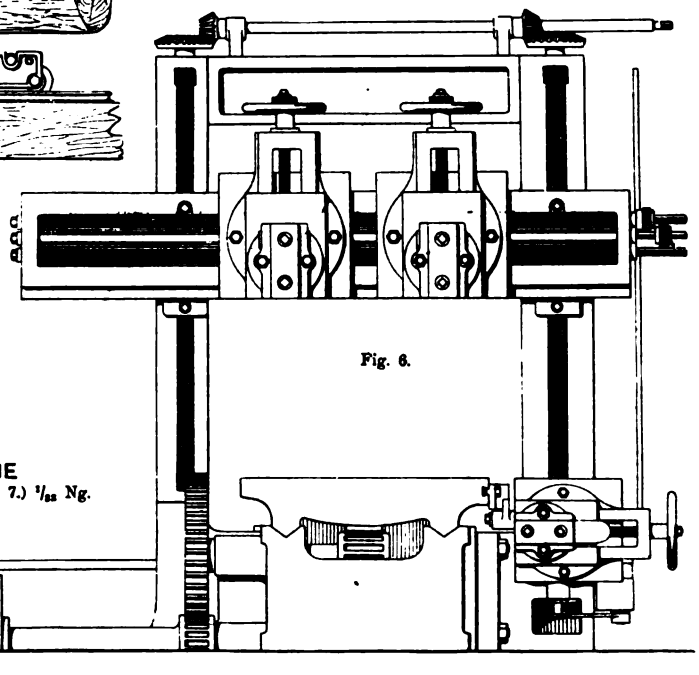
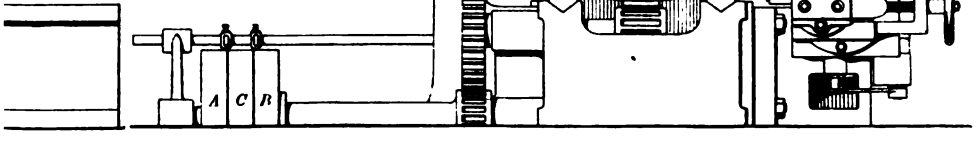


Fig. 6.

HOBELMASCHINE
mit Zahnstangenantrieb (Fig. 5 bis 7.) $^1/_{25}$ Ng.



SHAPING-MASCHINE

mit traversierendem Tisch

(Feilmaschine)

(Fig. 1 bis 4.) $^1/_{15}$ Ng..

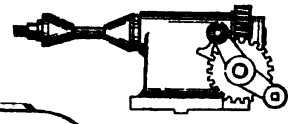


Fig. 3.

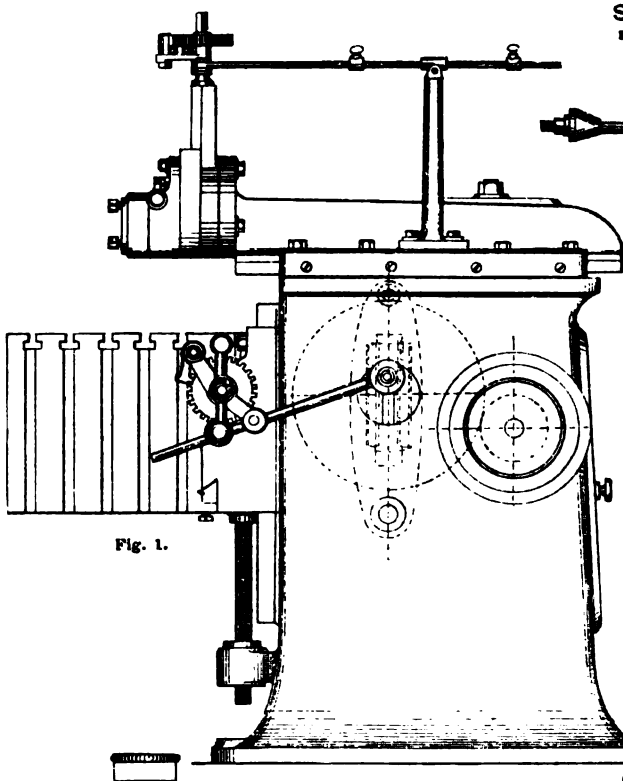


Fig. 1.

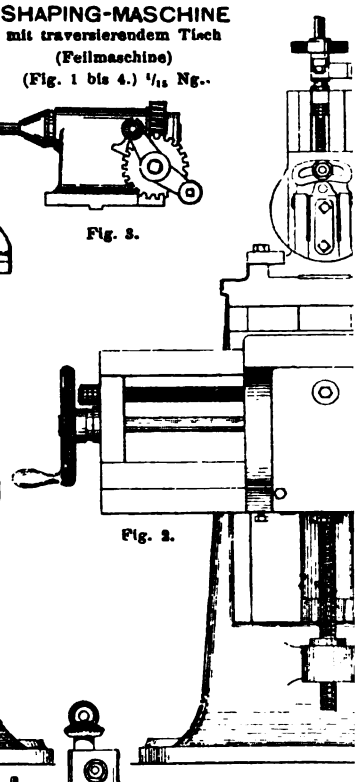


Fig. 2.

Fig 5.

Schmierbüchsen-Anordnung

(Fig. 5, 10 und 11.)

HOBE

mit Le

(Fig. 6

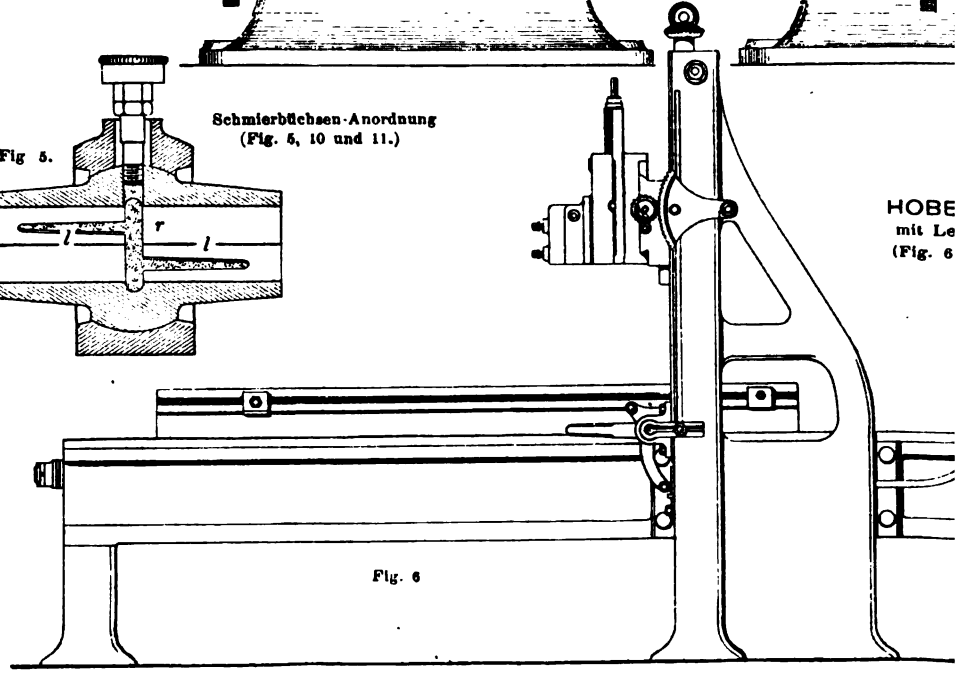


Fig. 6

Fig. 4.

LANGLOCH-BOHRMASCHINE

(Fig. 8 und 9.) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 8.

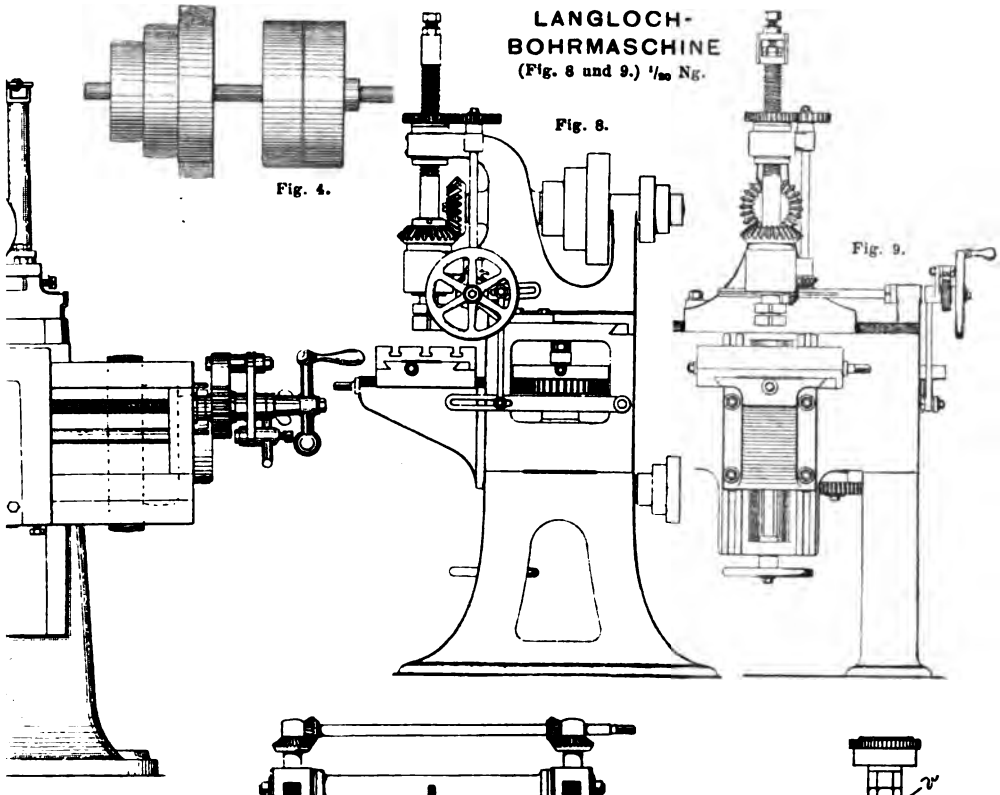


Fig. 9.

_MASCHINE

:spindelantrieb

ınd 7.) $^1/_{20}$ Ng.

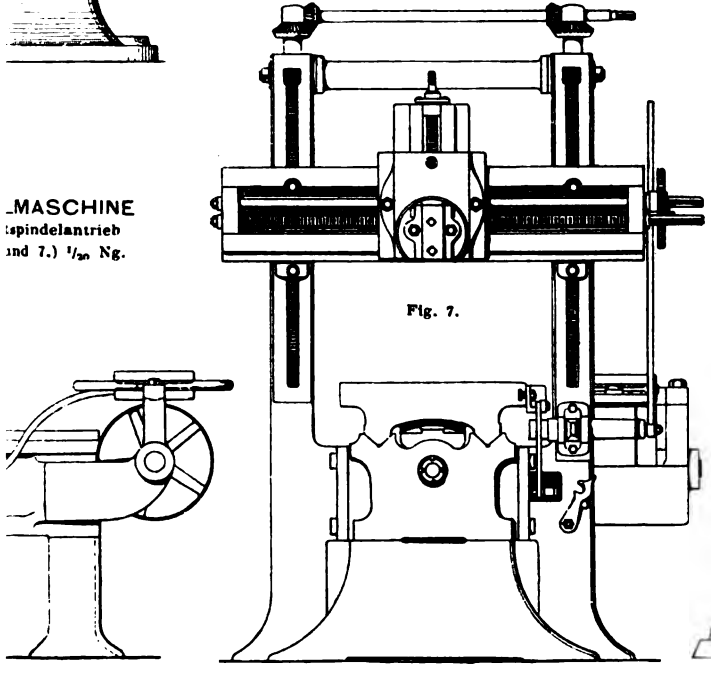
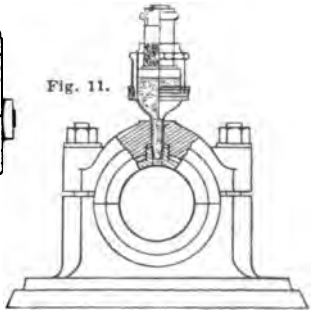


Fig. 7.

Fig. 10.

Fig. 11.



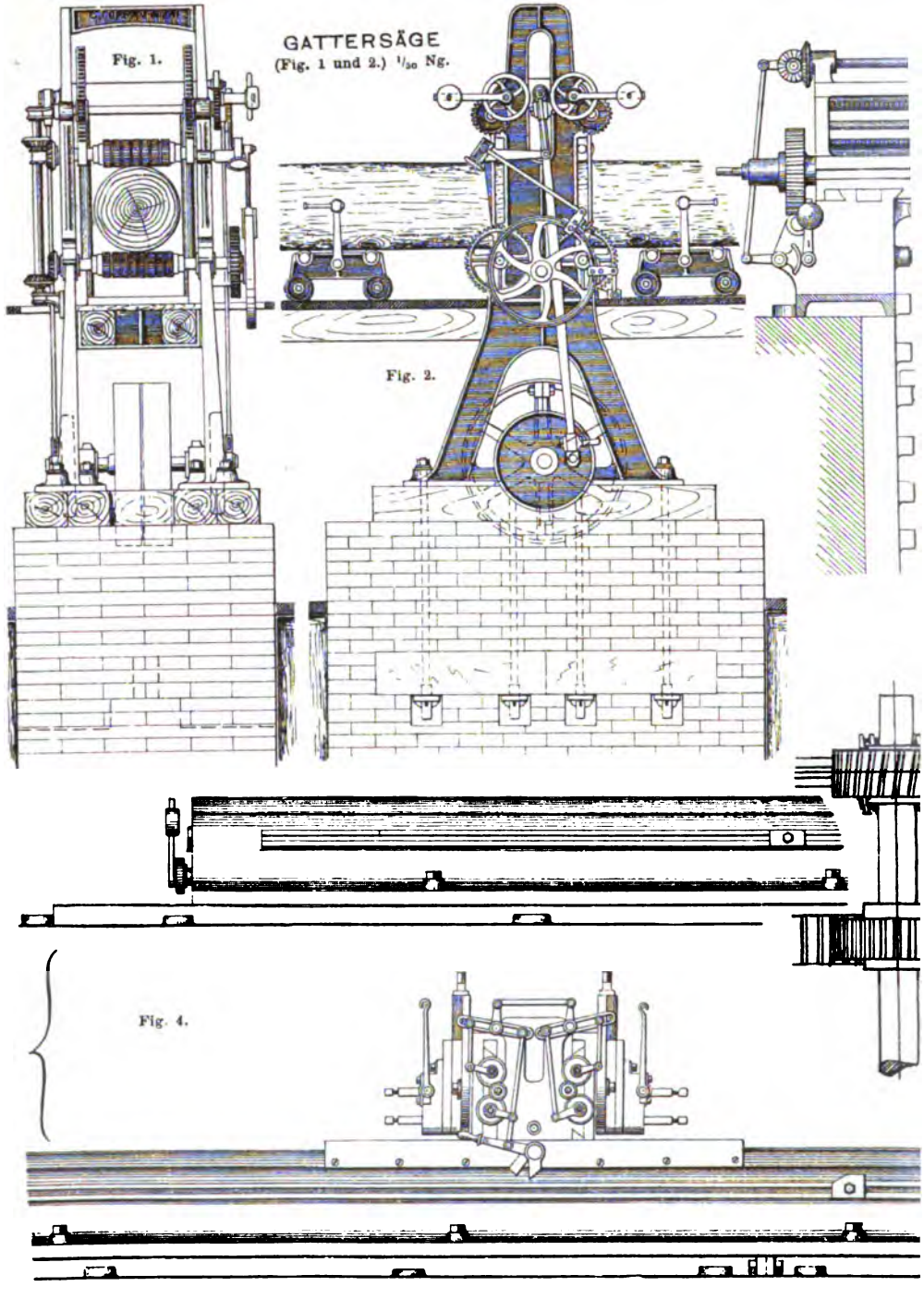
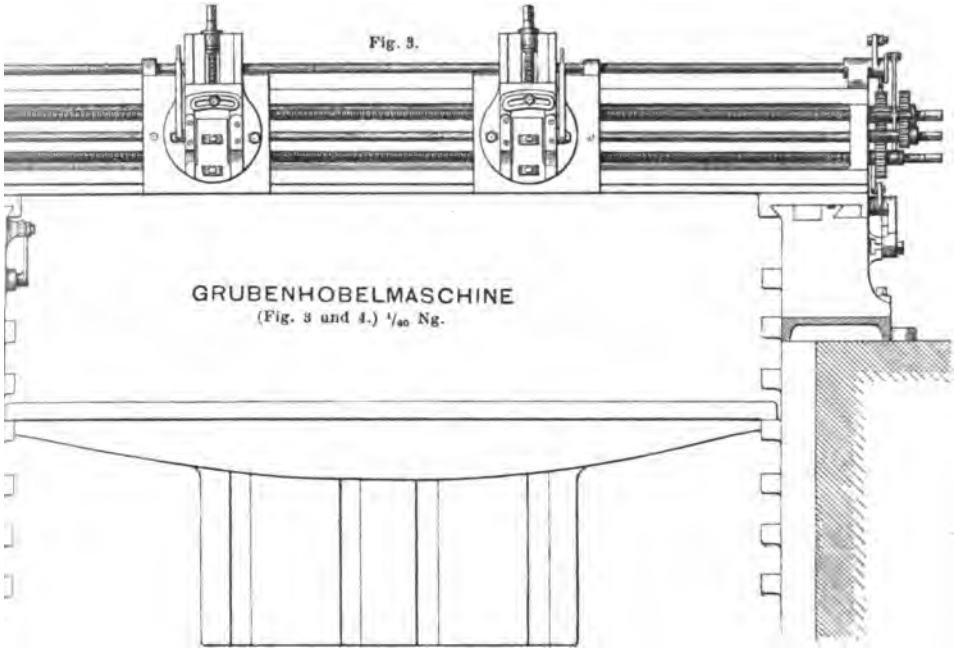
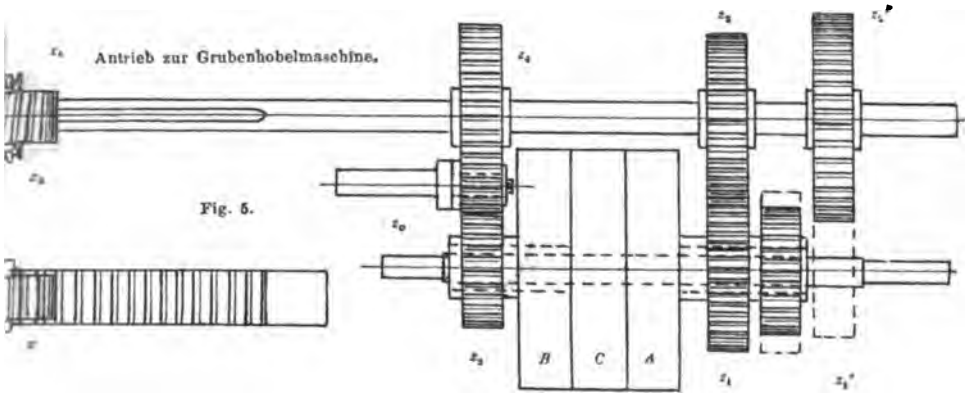

GATTERSÄGE
(Fig. 1 und 2.) 1/30 Ng.
Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 4.

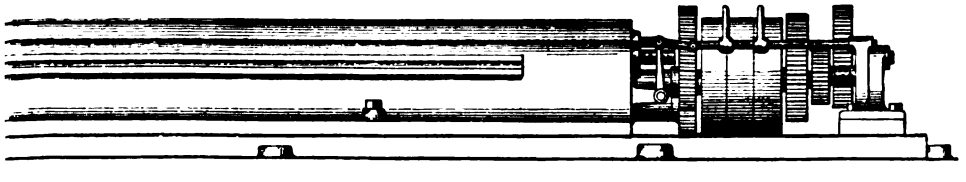
Fig. 3.

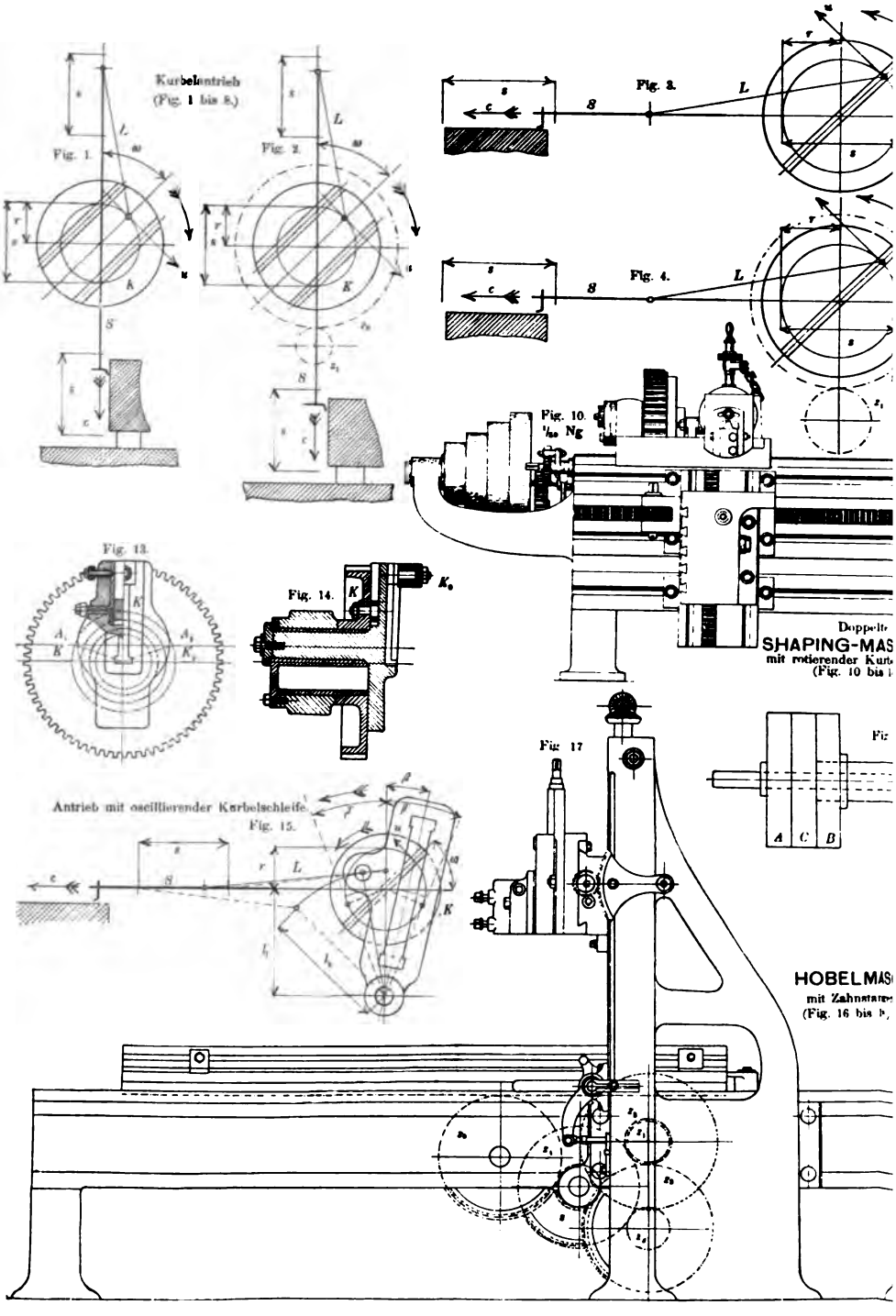


Antrieb zur Grubenhobelmaschine.

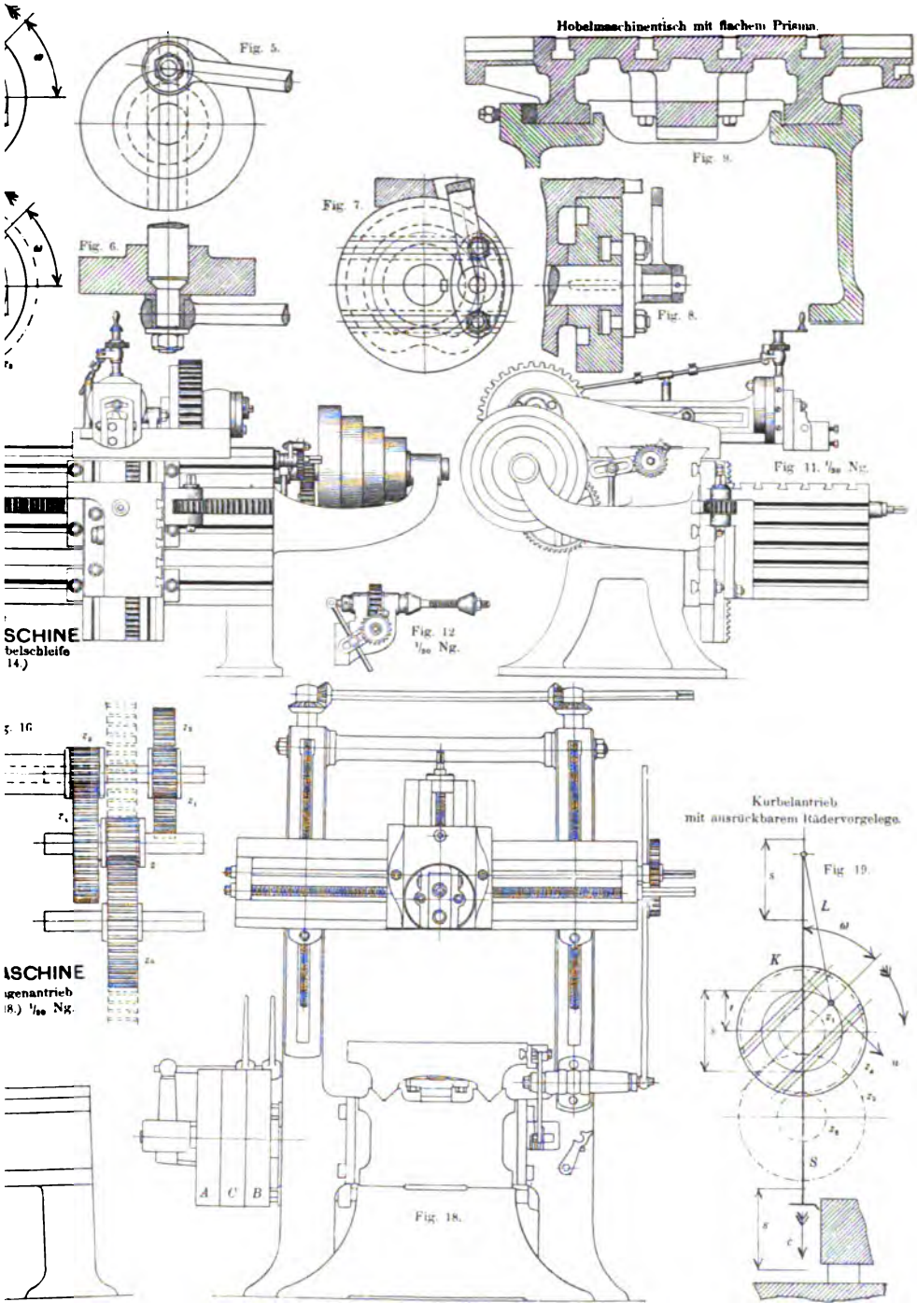
Fig. 5.

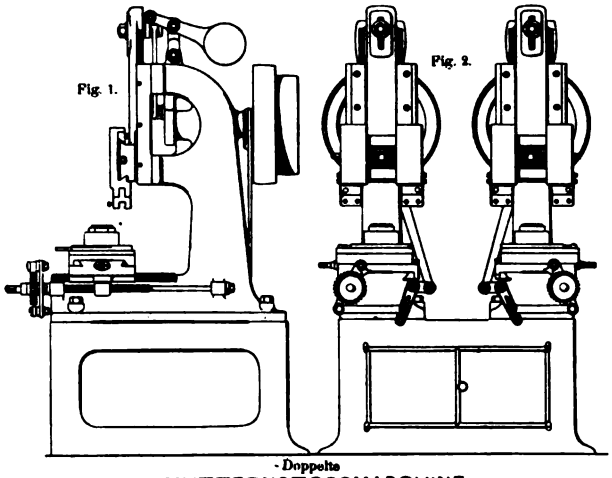




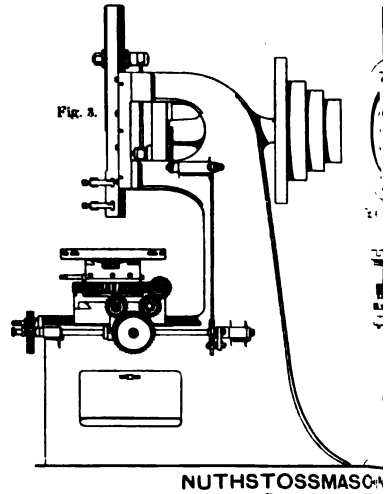

Kurbelantrieb
(Fig. 1 bis 8.)
Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 10.
Fig. 13.
Fig. 14.
Fig. 17
Antrieb mit oscillierender Kurbelschleife.
Fig. 15.
SHAPING-MAS
HOBELMAS

Hobelmaschinentisch mit flachem Prisma.

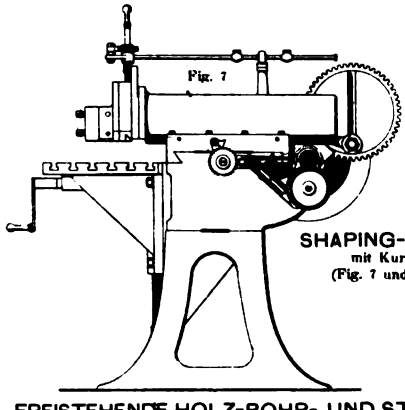


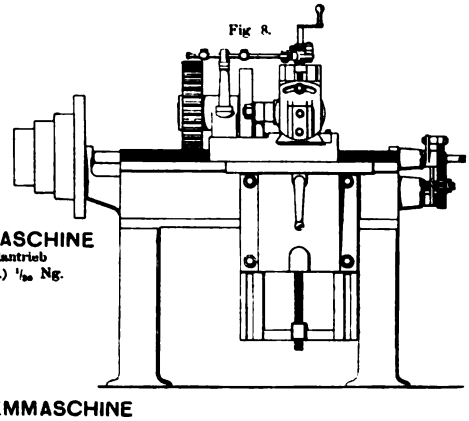


Doppelte
MUTTERNSTOSSMASCHINE
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.



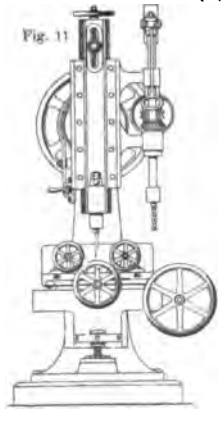
NUTHSTOSSMASCH
ohne Rädervorgelege
(Fig. 3 und 4.) $^1/_{20}$ Ng.

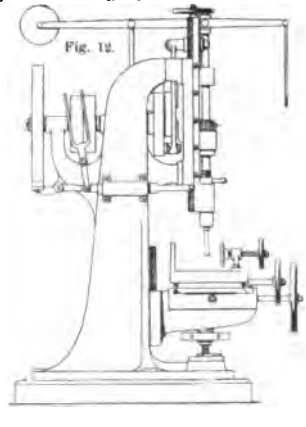




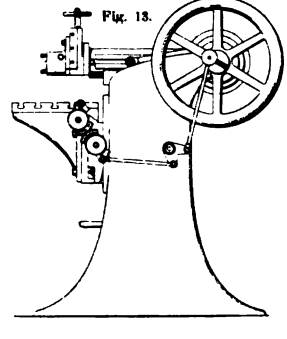
SHAPING-MASCHINE
mit Kurbelantrieb
(Fig. 7 und 8.) $^1/_{20}$ Ng.

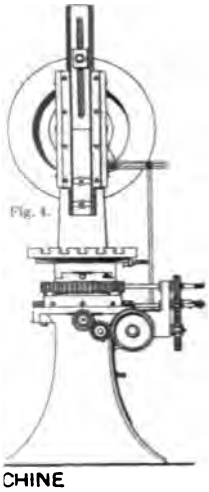
FREISTEHENDE HOLZ-BOHR- UND STEMMASCHINE
(Fig. 11 und 12.) $^1/_{20}$ Ng



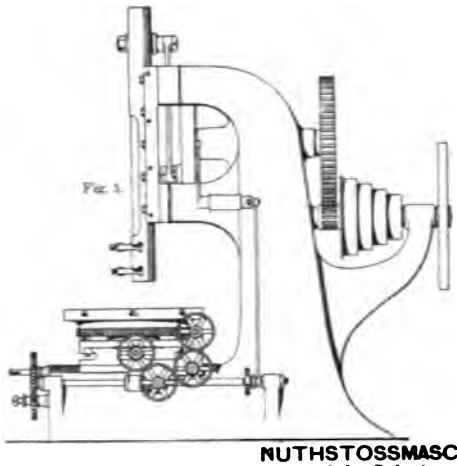


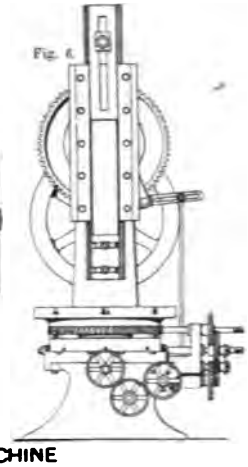
Kleine
SHAPING-MAS
mit traversierenden
(Fig. 13 und 14.)



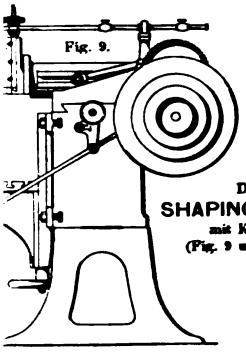


CHINE

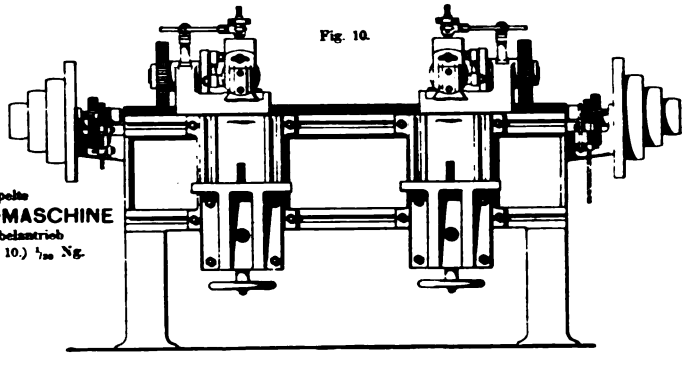




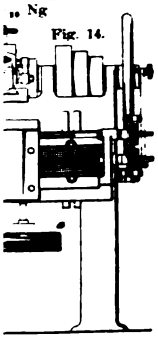
NUTHSTOSSMASCHINE
mit einfacher Räderübersetzung
(Fig. 5 und 6.) $^1/_{10}$ Ng.



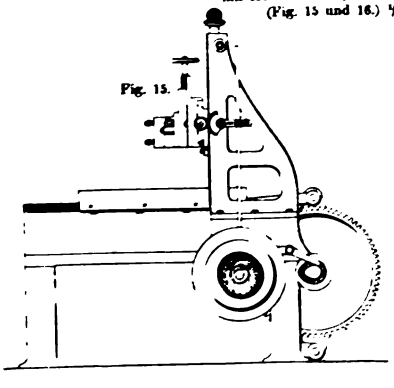
Doppelte
SHAPING-MASCHINE
mit Kurbelantrieb
(Fig. 9 und 10.) $^1/_{10}$ Ng.

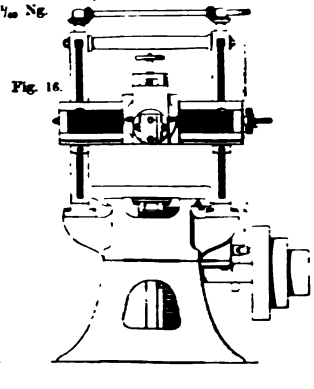


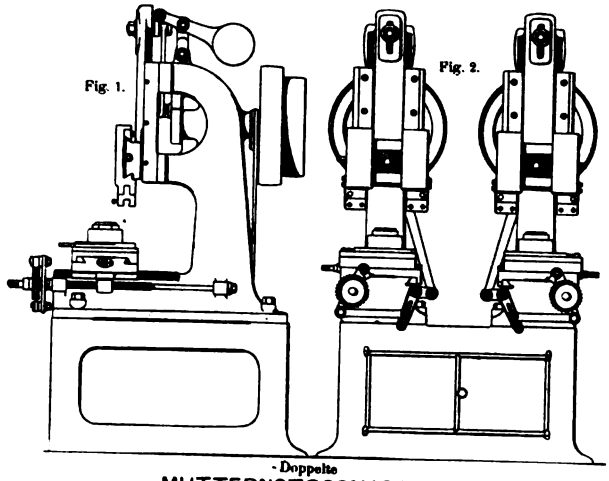
SCHINE
m Tisch
Ng



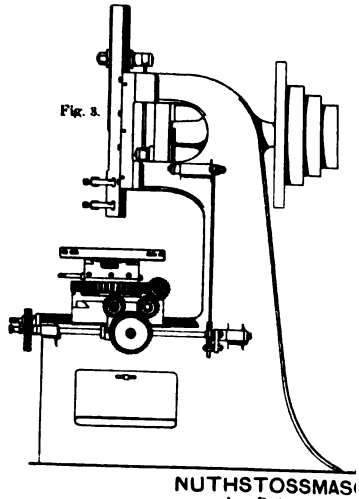
HOBELMASCHINE
mit Hebelantrieb (Hebelhobelmaschine)
(Fig. 15 und 16.) $^1/_{10}$ Ng.



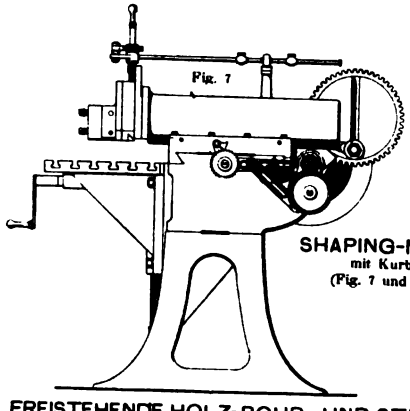


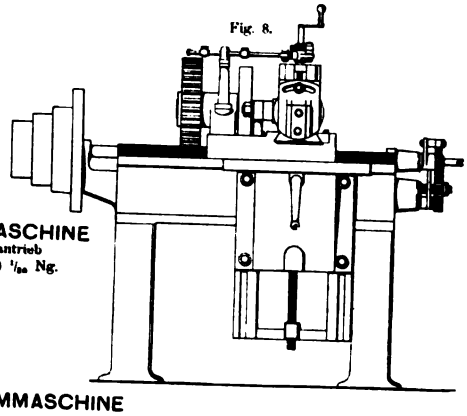


Doppelte
MUTTERNSTOSSMASCHINE
(Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.



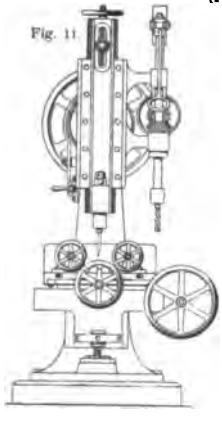
NUTHSTOSSMAS
ohne Räderübersetzu
(Fig. 3 und 4.) $^1/_{20}$ N

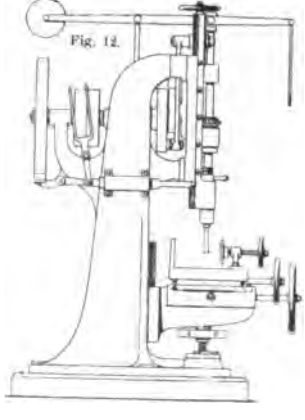




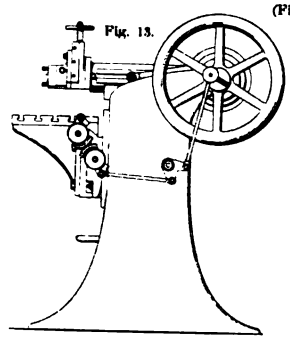
SHAPING-MASCHINE
mit Kurbelantrieb
(Fig. 7 und 8.) $^1/_{20}$ Ng.

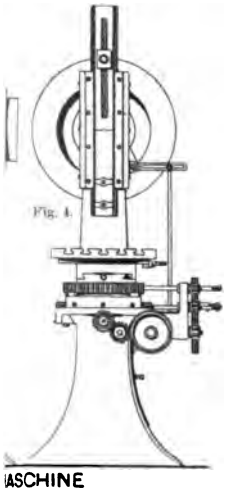
FREISTEHENDE HOLZ-BOHR- UND STEMMASCHINE
(Fig. 11 und 12.) $^1/_{20}$ Ng

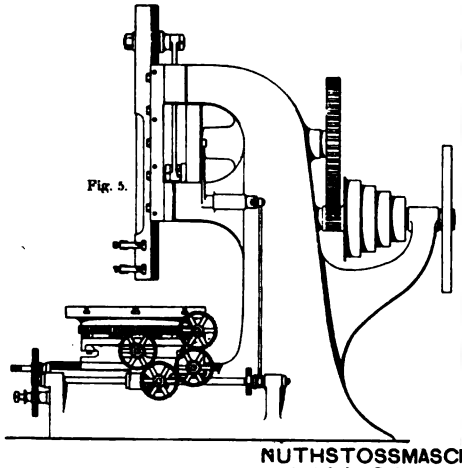


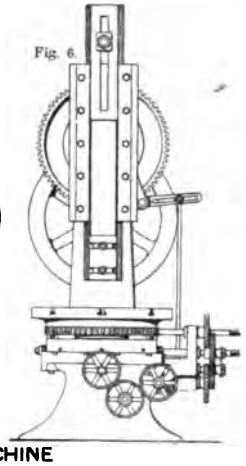


Kleine
SHAPING-MAS
mit traversierende
(Fig. 13 und 14.)



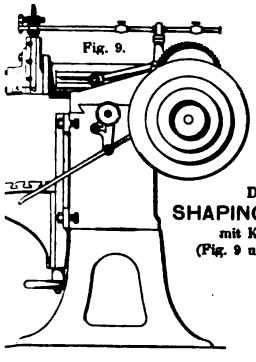


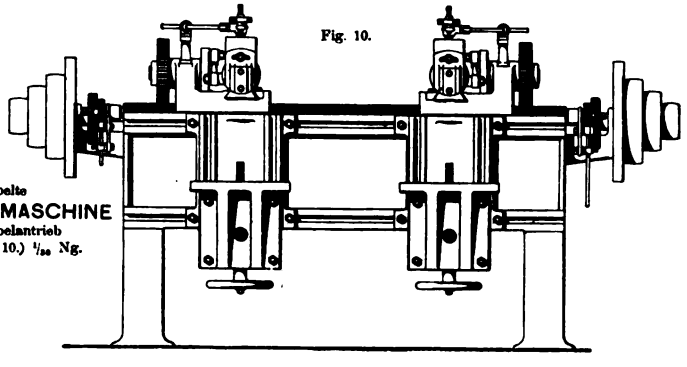




ASCHINE
...tzung
... Ng.

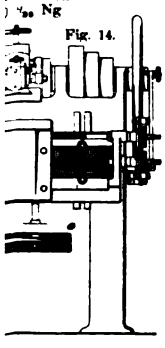
NUTHSTOSSMASCHINE
mit einfacher Räderübersetzung
(Fig. 5 und 6.) $^1/_{40}$ Ng.



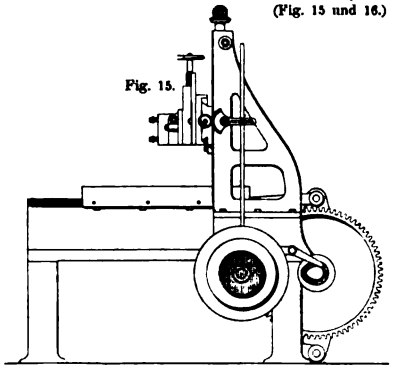


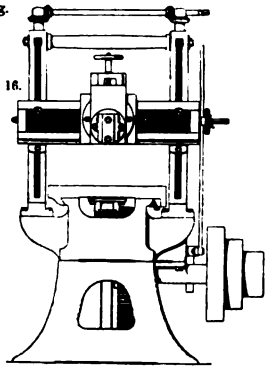
Doppelte
SHAPING-MASCHINE
mit Kurbelantrieb
(Fig. 9 und 10.) $^1/_{30}$ Ng.

ASCHINE
...em Tisch
) $^1/_{30}$ Ng



HOBELMASCHINE
mit Hebelantrieb (Hebelhobelmaschine)
(Fig. 15 und 16.) $^1/_{40}$ Ng.





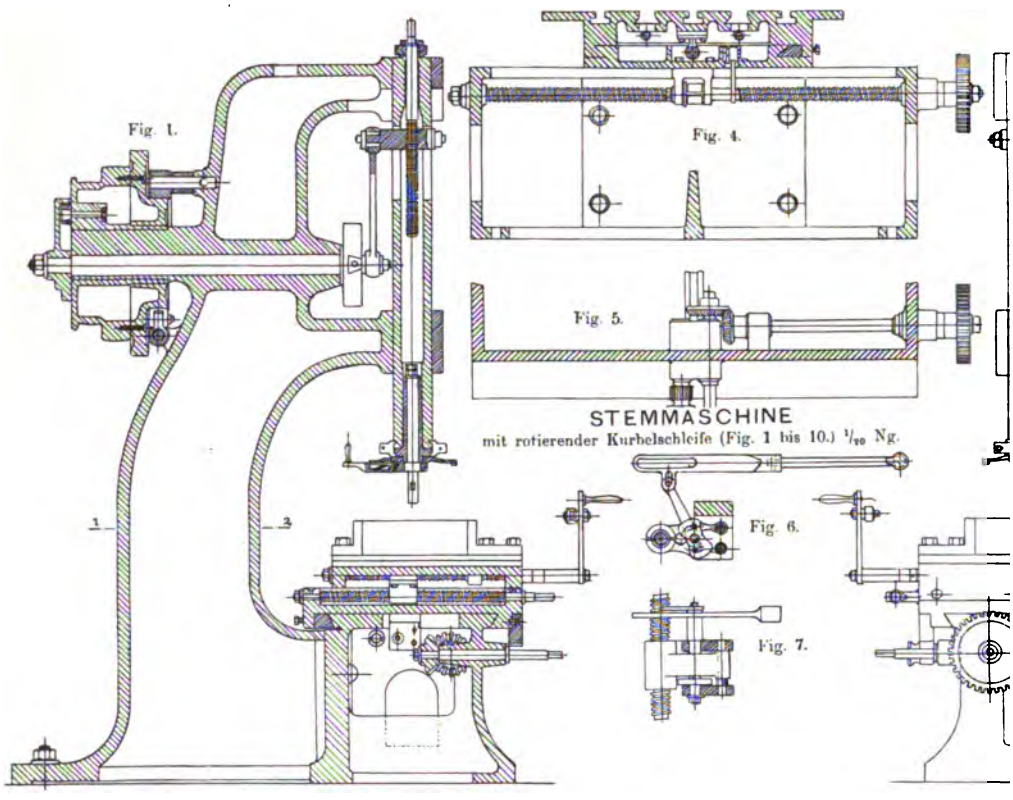


Fig. 1.
Fig. 4.
Fig. 5.
STEMMASCHINE
mit rotierender Kurbelschleife (Fig. 1 bis 10.) 1/20 Ng.
Fig. 6.
Fig. 7.

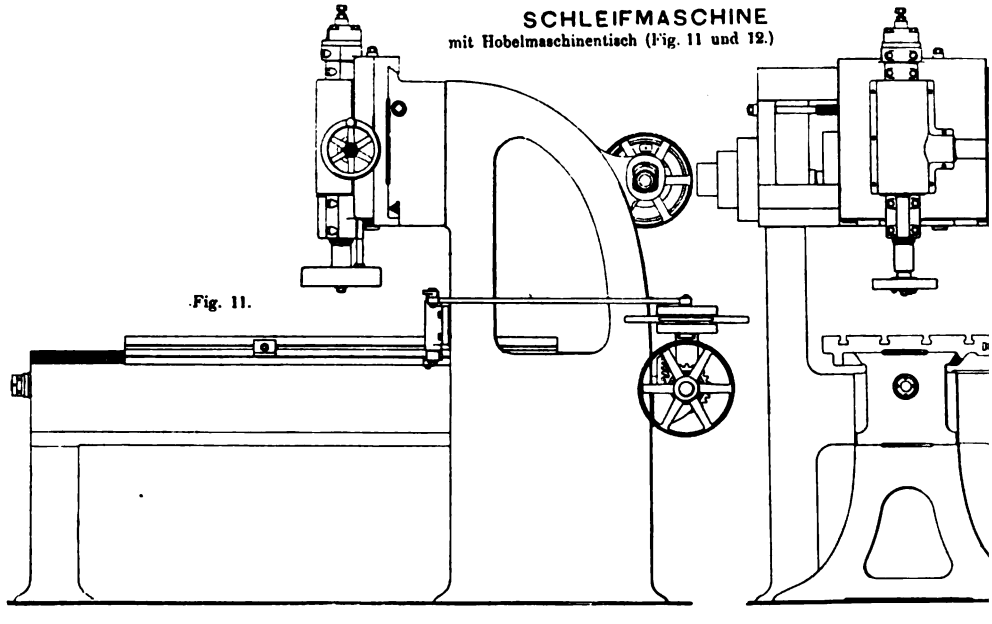
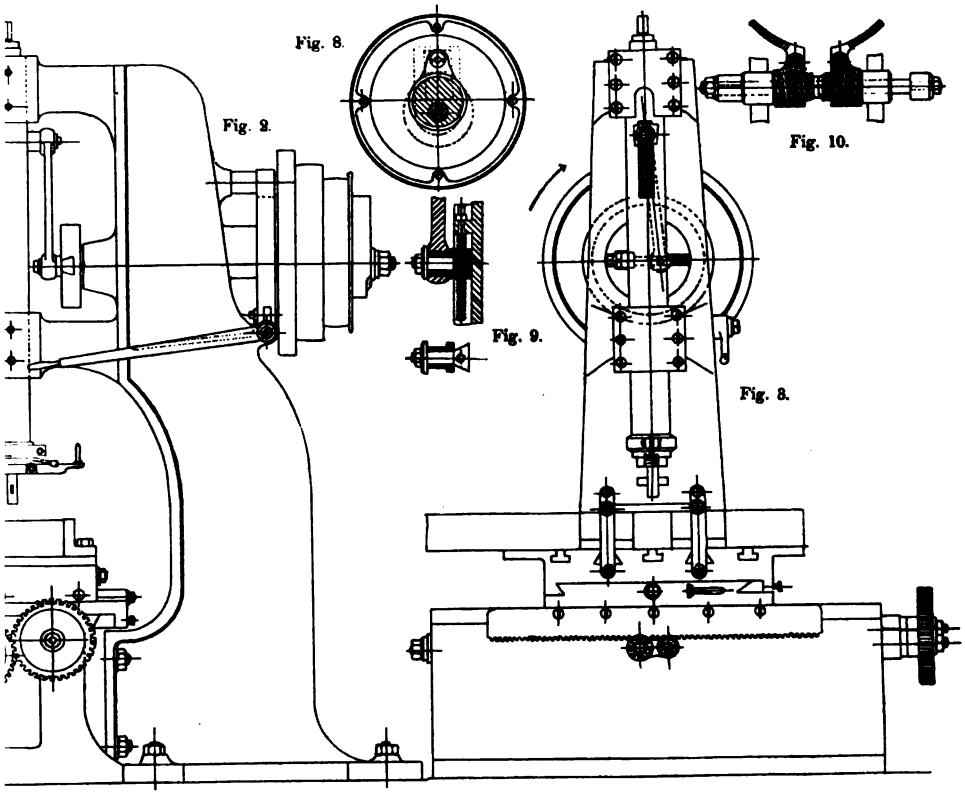

SCHLEIFMASCHINE
mit Hobelmaschinentisch (Fig. 11 und 12.)

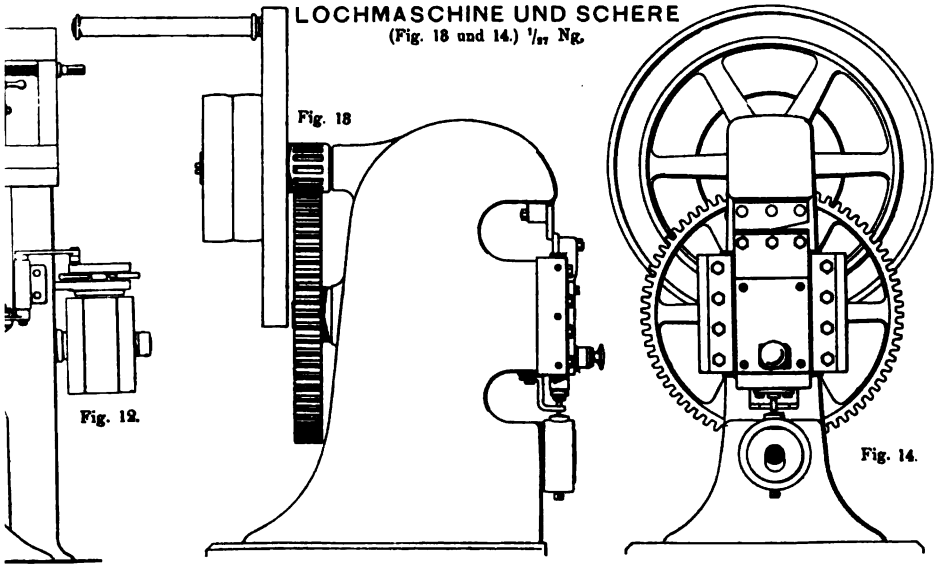
Fig. 11.



Kleine combinierte

LOCHMASCHINE UND SCHERE

(Fig. 13 und 14.) $^1/_{17}$ Ng.



Grosse combinierte
LOCHMASCHINE, SCHE
und WINKELSCHERE
(Fig. 1 bis 3.)

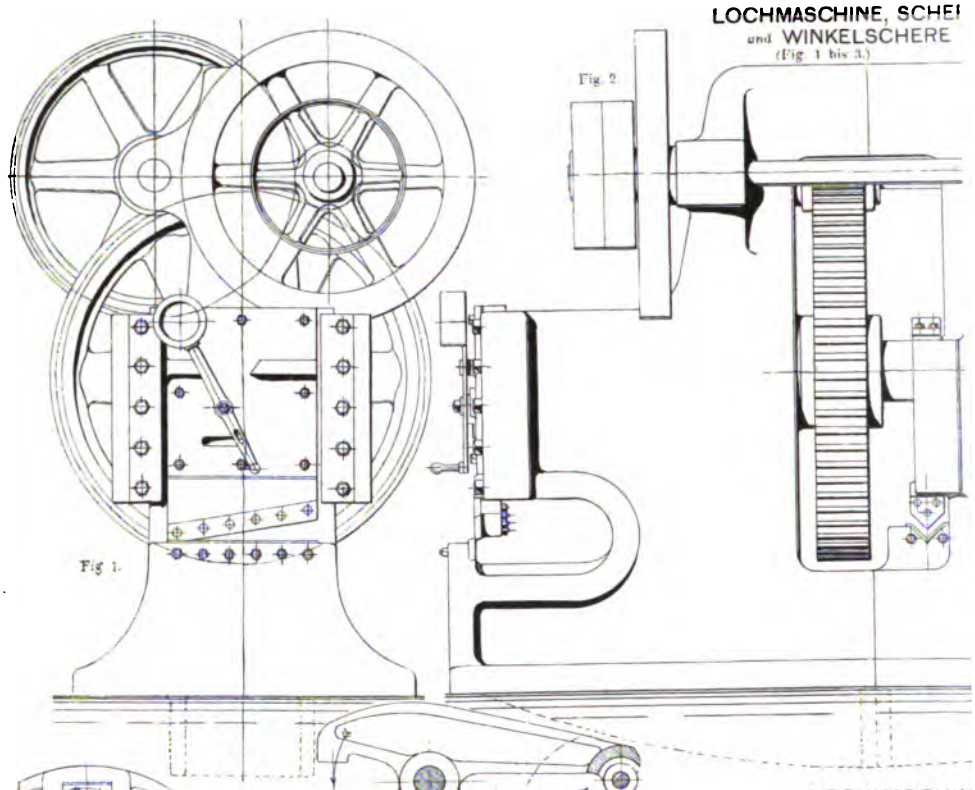


Fig. 1.

Fig. 2.

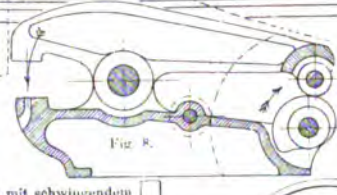


Fig. 8.

LOCHMASCHIN
und SCHERE
System De Bergue
(Fig. 11 und 12.)

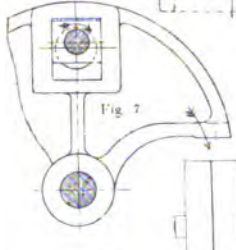


Fig. 7.

Antriebe mit schwingendem Werkzeuge (Fig. 7 und 8.)

Einfache
LOCHMASCHINE
mit doppelter Räderübersetzung
(Fig. 9 und 10.)

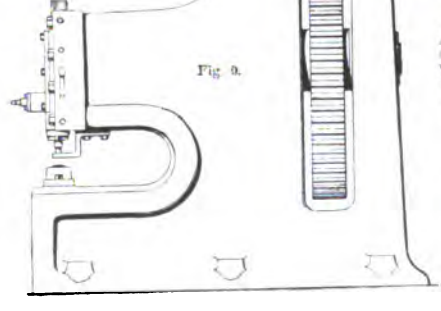


Fig. 9.

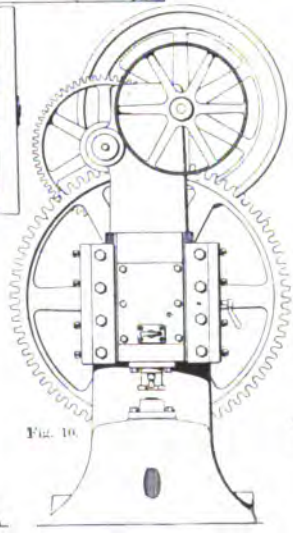


Fig. 10.

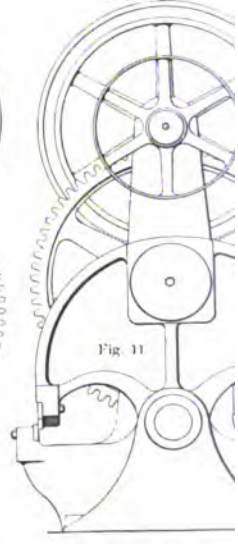
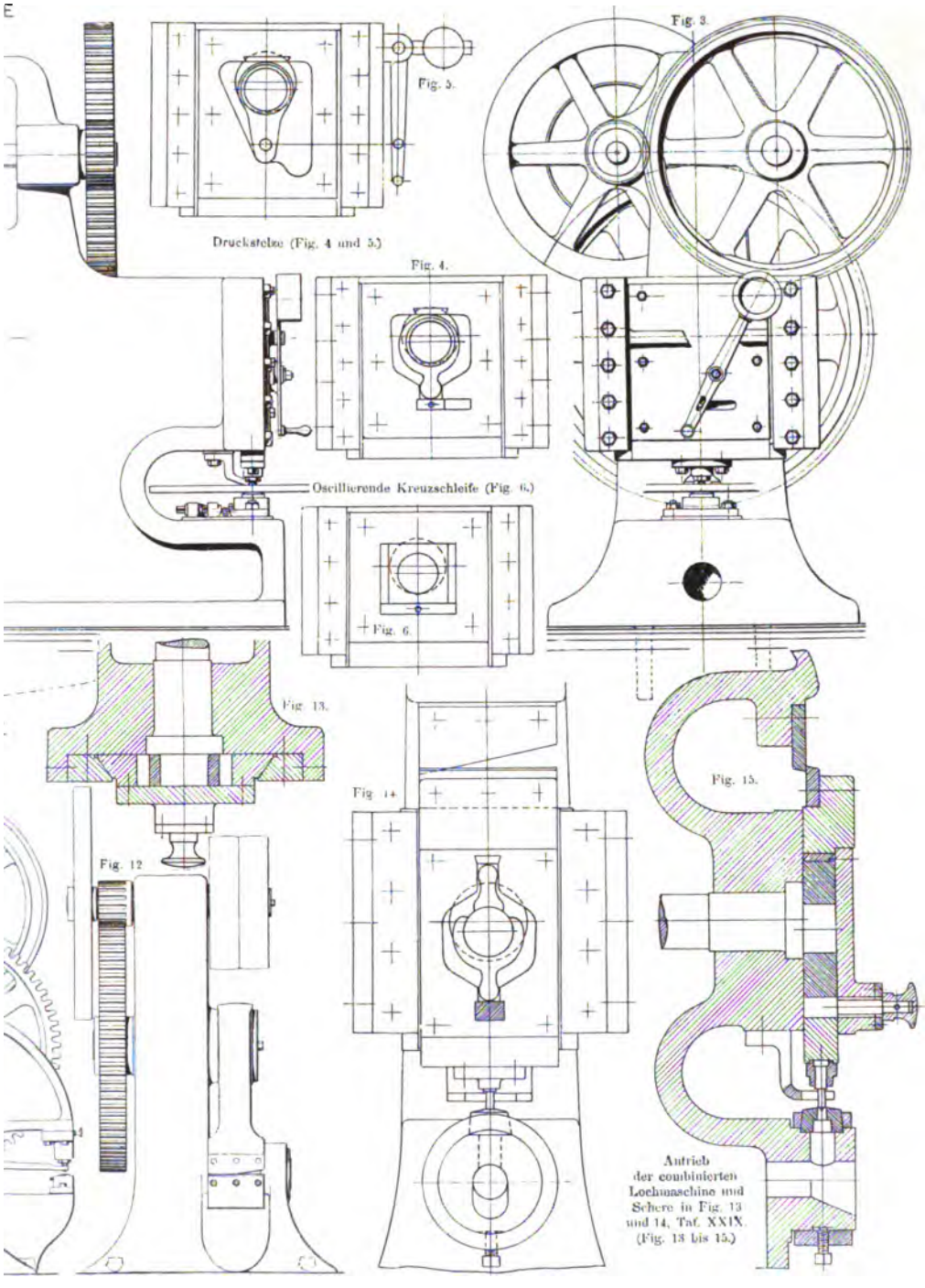
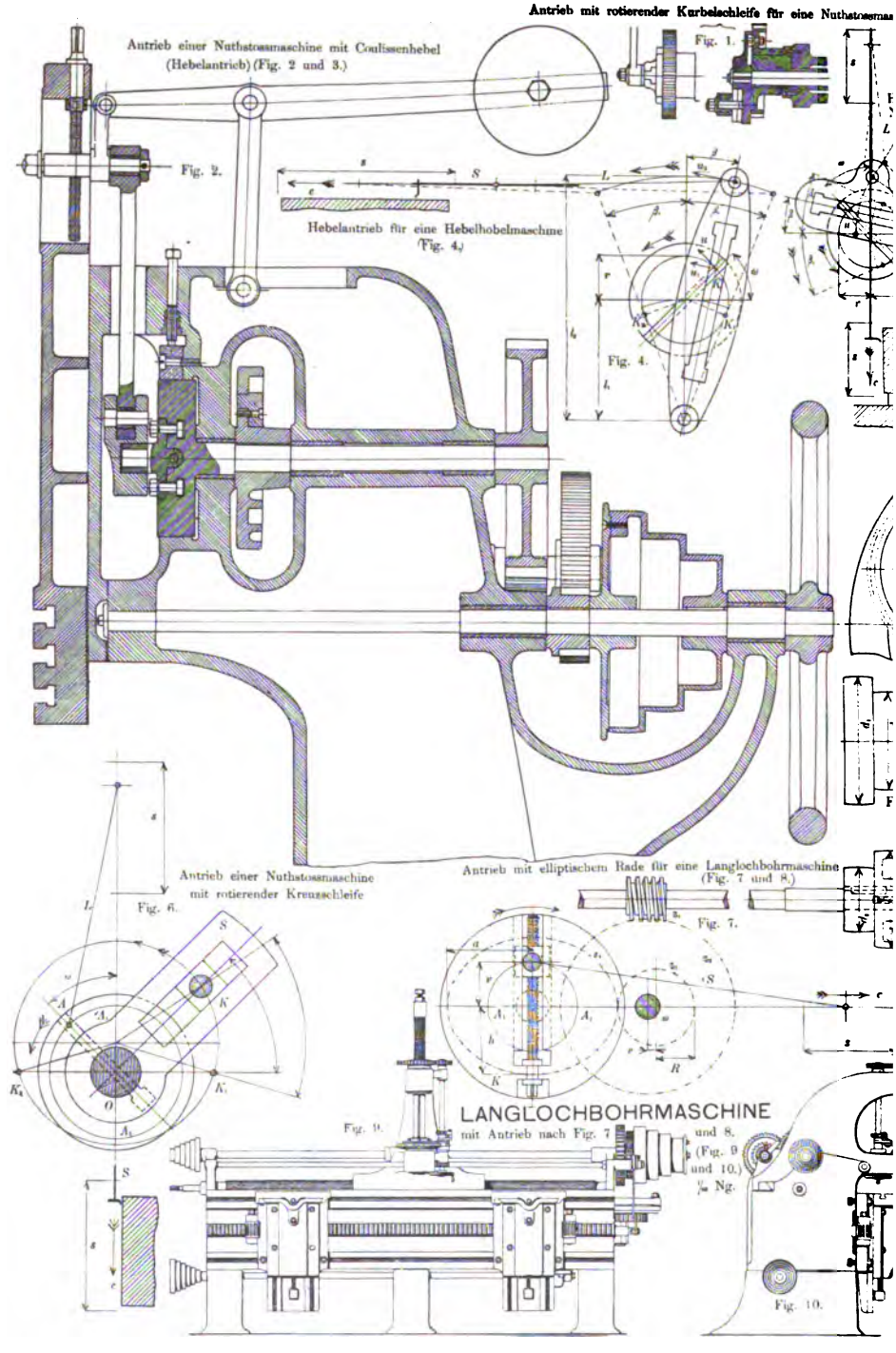


Fig. 11.



Antrieb der combinierten Lochmaschine und Schere in Fig. 13 und 14, Taf. XXIX. (Fig. 13 bis 15.)


Antrieb mit rotierender Kurbelschleife für eine Nuthstossmas
Fig. 1.
Antrieb einer Nuthstossmaschine mit Coulissenhebel (Hebelantrieb) (Fig. 2 und 3.)
Fig. 2.
Hebelantrieb für eine Hebelhobelmaschine (Fig. 4.)
Fig. 4.
Antrieb einer Nuthstossmaschine mit rotierender Kreuzschleife
Fig. 6.
Antrieb mit elliptischem Rade für eine Langlochbohrmaschine (Fig. 7 und 8.)
Fig. 7.
Fig. 9.
LANGLOCHBOHRMASCHINE
mit Antrieb nach Fig. 7 und 8.
(Fig. 9 und 10.)
1/10 Ng.
Fig. 10.

hine.

belantrieb einer
thotossmaschine

ig. 5.

Fig. 3.

Horizontalschnitt der Vorgelegewelle des Drehbankspindelstockes
Fig. 1, Tafel XXII.

Fig. 12.

Fig. 13.

Antrieb einer freistehenden Bohrmaschine mit Schutzkappe über den Kegelrädern (Fig. 14.)

Fig. 14.

Horizontalschnitt des Drehbankschlosses
Fig. 1, Tafel XXII. (Fig. 13.)

ACHSENDREHBANK
(Fig. 15 bis 17.)

Fig. 15

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 11.

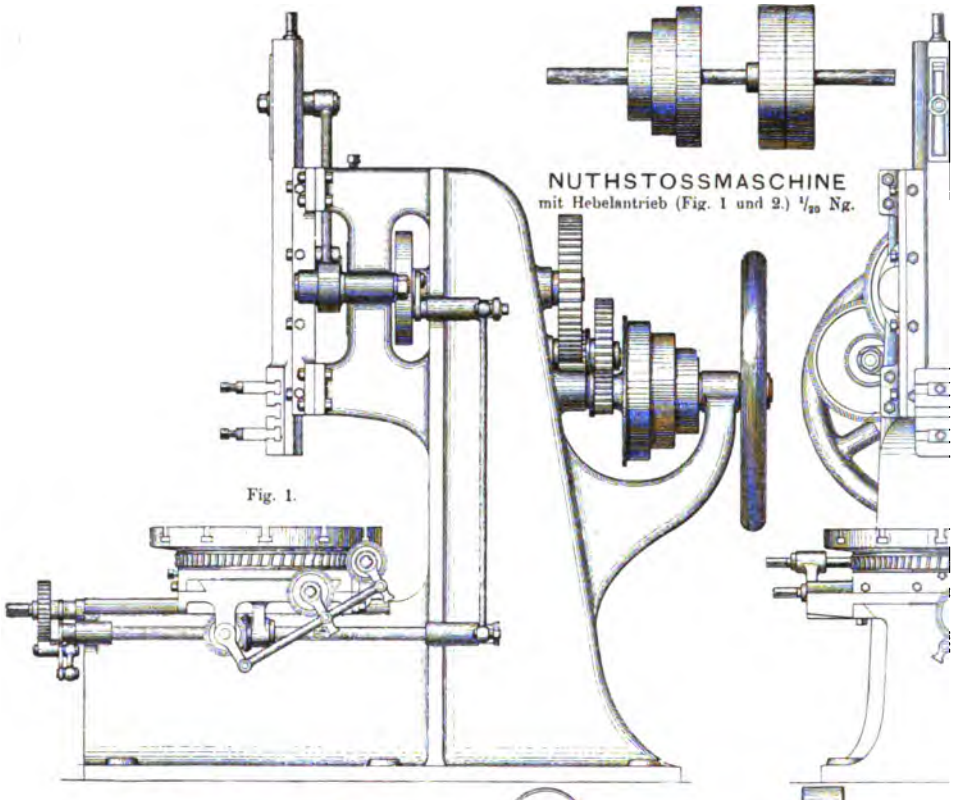
Antrieb mit oscillierender Kreuzschleife für eine Langlochbohrmaschine.
Fig. 2. Tafel XXIII.

Fig. 18

Fig. 19.

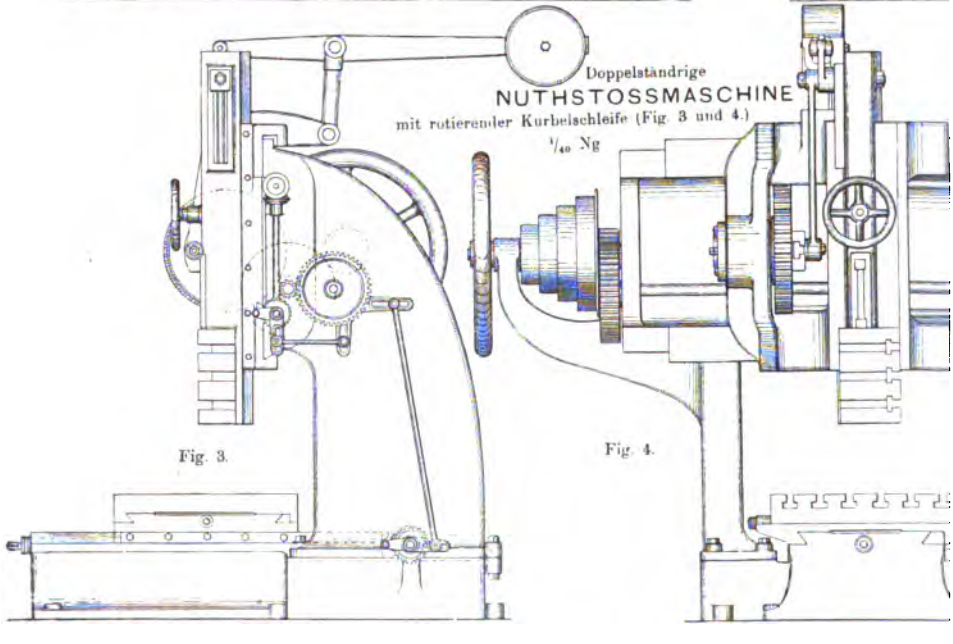
Deckenvorgelege
für zwei Umdrehungszahlen
(Fig. 18 und 19.)

Whiworth'sche
Schraubenschneidmaschine
Fig. 20.



NUTHSTOSSMASCHINE
mit Hebelantrieb (Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 1.



Doppelständrige
NUTHSTOSSMASCHINE
mit rotierender Kurbelschleife (Fig. 3 und 4.)
$^1/_{40}$ Ng

Fig. 3.

Fig. 4.

ACHSENREGULIERUNGSDREHBANK

zum Nachdrehen der Körner und Lager von Achsschenkeln (Fig. 5 bis 7.) $^1/_{20}$ Ng.

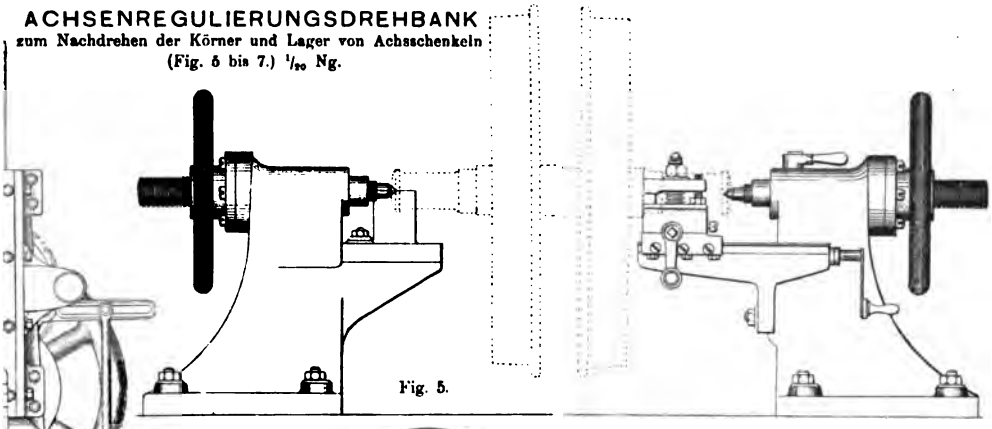


Fig. 5.

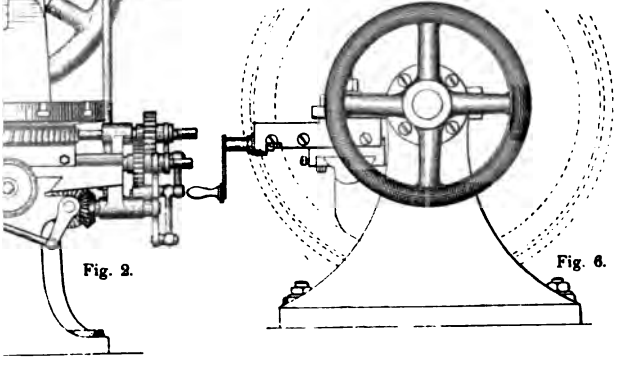


Fig. 6.

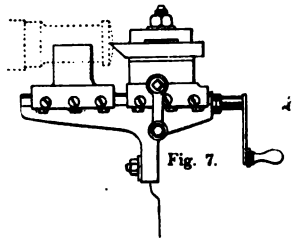
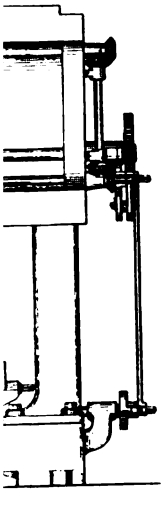


Fig. 7.

Fig. 2.



BOHRDREHBANK

mit vertical verstellbarem Aufspanntisch, einer feststehenden und zwei mitgehenden Lünetten (Fig. 8.)

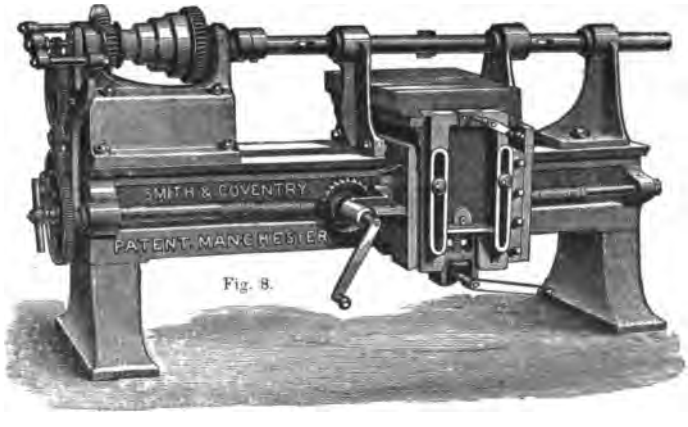


Fig. 8.

Leichte

SUPPORTDRE

zum Egalisieren und Plandrehen mit genutheter Sel

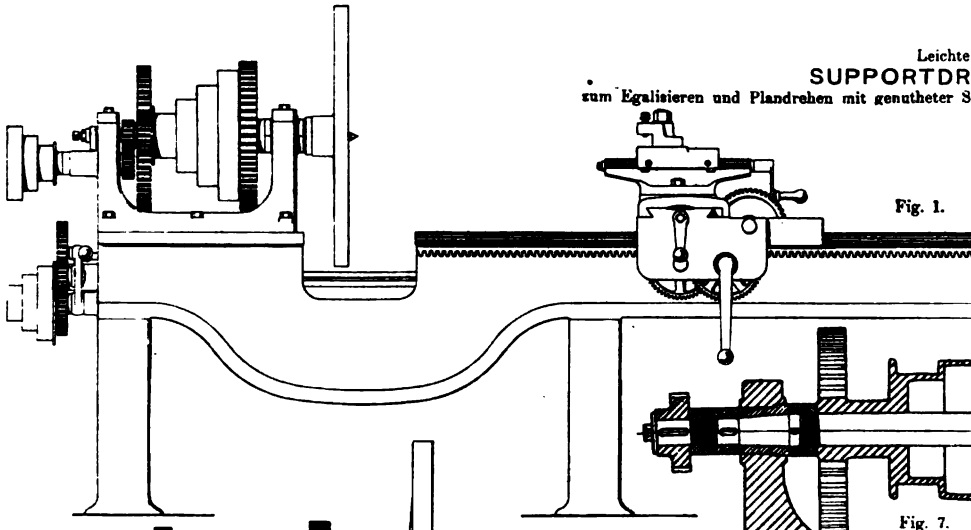


Fig. 1.

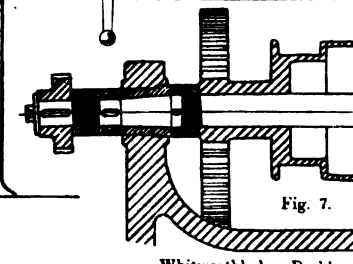


Fig. 7.

Whitworth'scher Drehbank

(Fig. 7.) $^1/_{10}$ N

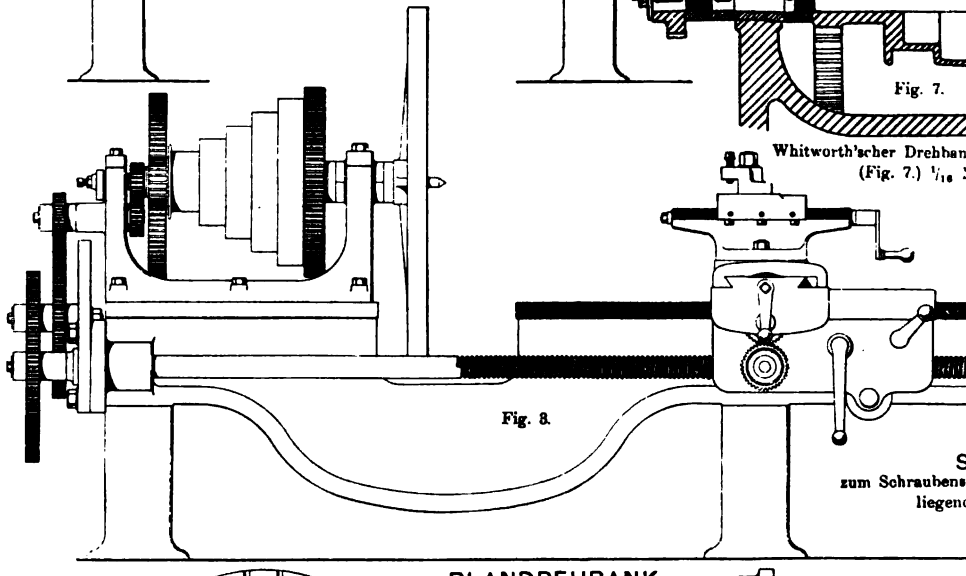


Fig. 8.

SI

zum Schraubensel

liegende

PLANDREHBANK

mit selbstthätiger Steuerung

(Fig. 5 und 6.) $^1/_{30}$ Ng.

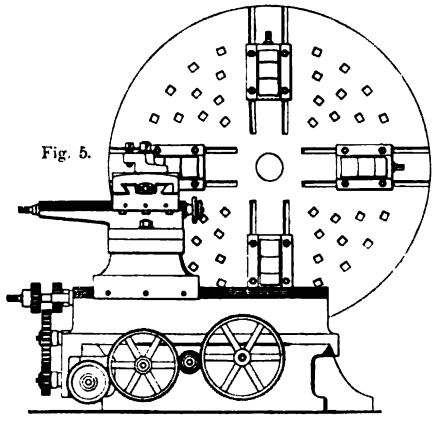


Fig. 5.

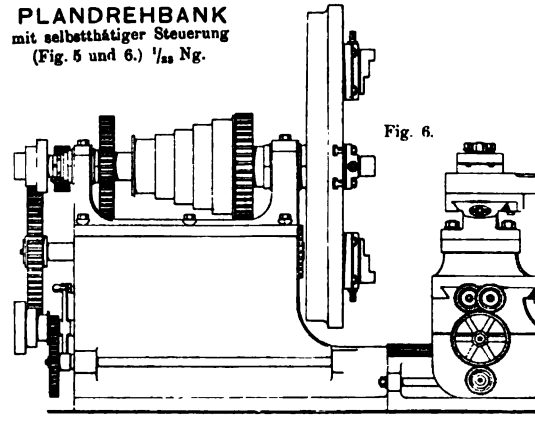
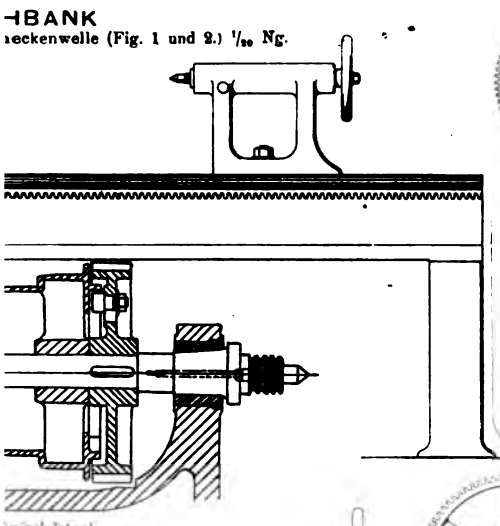


Fig. 6.

-HBANK
ıeckenwelle (Fig. 1 und 2.) $^1/_{20}$ Ng.



ıpindelstock

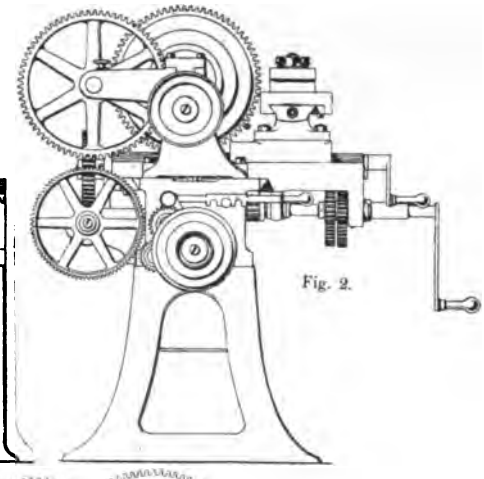


Fig. 2.

Leichte
PPORTDREHBANK
ıeiden, Egalisieren und Plandrehen mit aussen
Leitspindel (Fig. 3 und 4.) $^1/_{20}$ Ng.

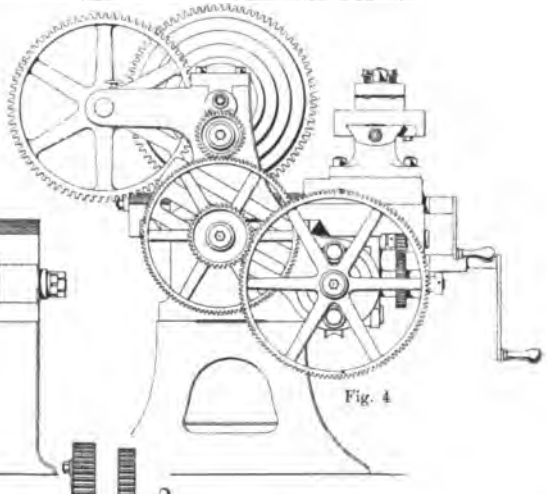


Fig. 4

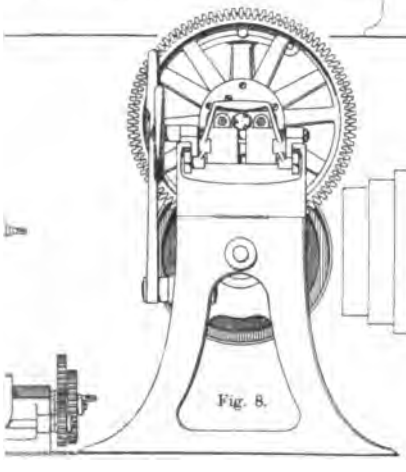


Fig. 8.

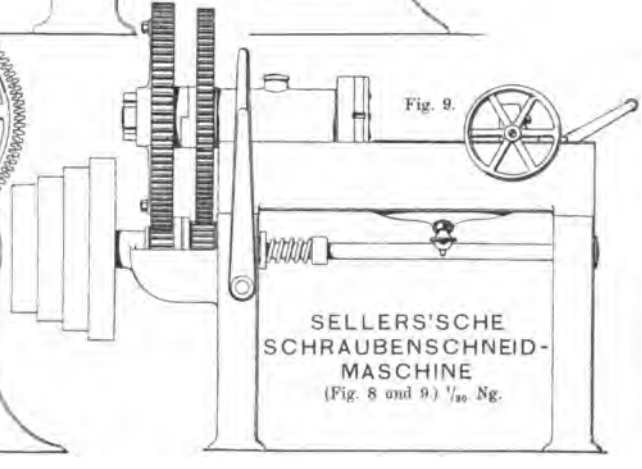


Fig. 9.

SELLERS'SCHE
SCHRAUBENSCHNEID-
MASCHINE
(Fig. 8 und 9.) $^1/_{20}$ Ng.

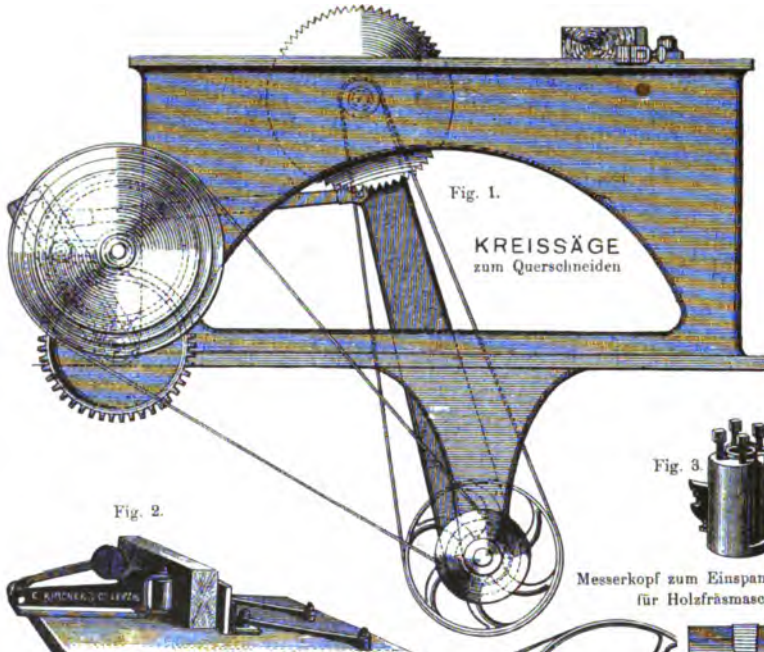


Fig. 1.

KREISSÄGE
zum Querschneiden

Fig. 3.

Messerkopf zum Einspannen von Kehlmessern für Holzfräsmaschinen (Fig. 3.)

Fig. 2.

Führungslineal mit Druckrolle für Bandsägen

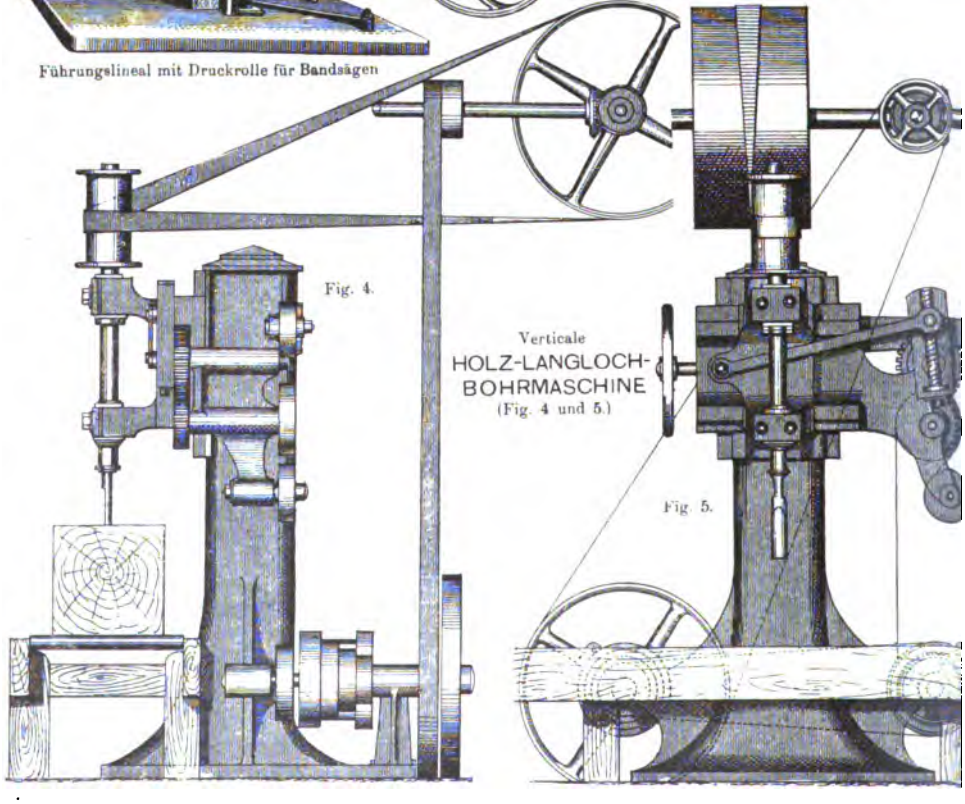


Fig. 4.

Verticale
HOLZ-LANGLOCH-
BOHRMASCHINE
(Fig. 4 und 5.)

Fig. 5.

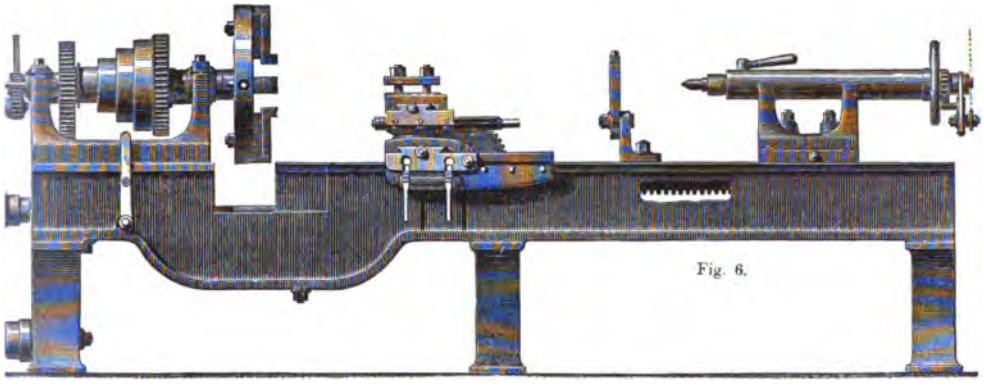


Fig. 6.

SUPPORTDREHBÄNKE

(Fig. 6 bis 10.)

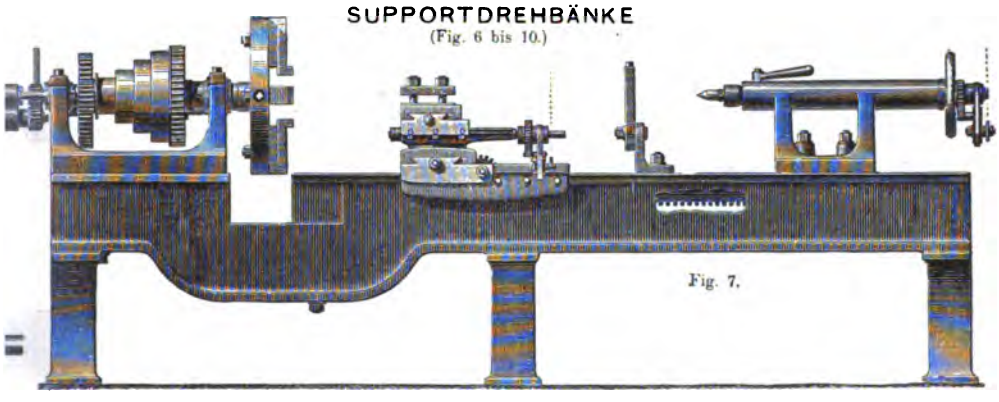


Fig. 7.

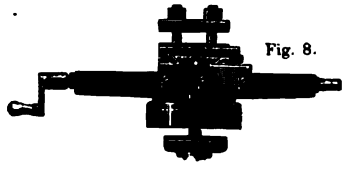


Fig. 8.

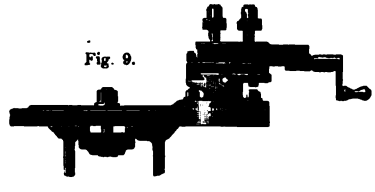


Fig. 9.

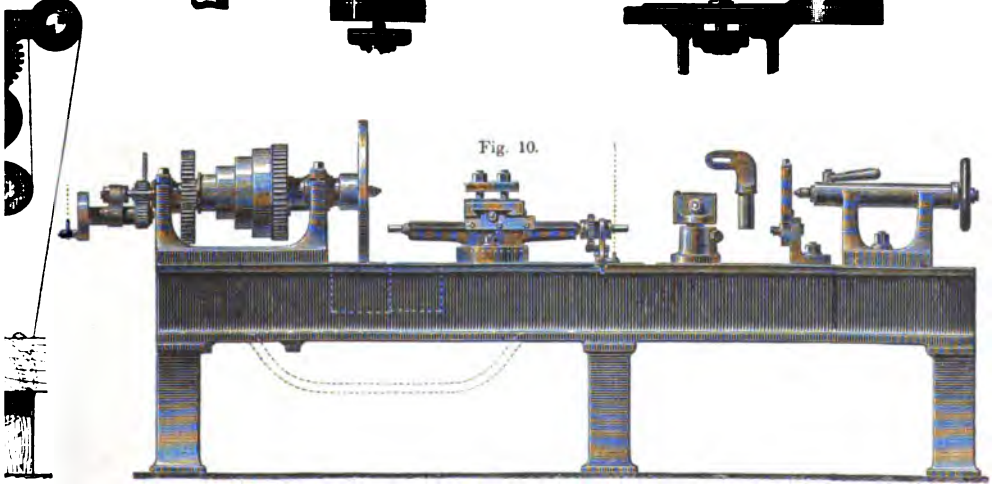


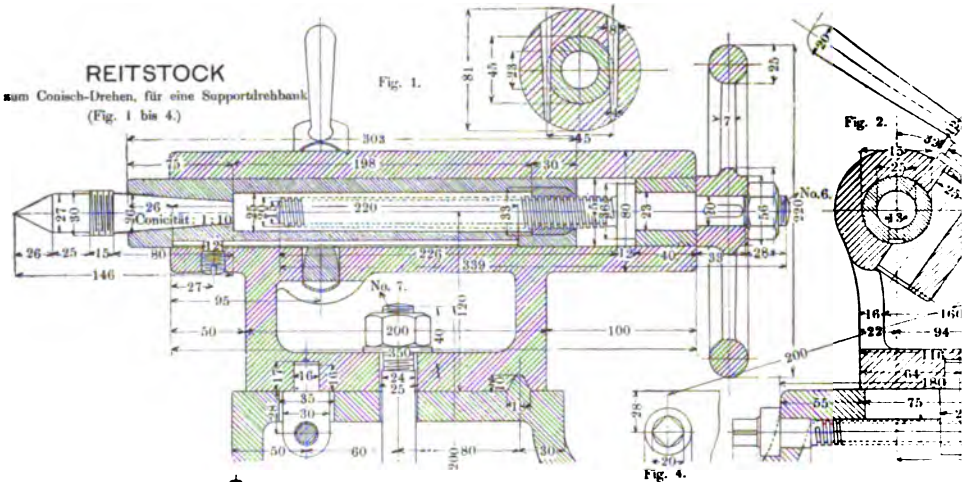
Fig. 10.

REITSTOCK

zum Conisch-Drehen, für eine Supportdrehbank

(Fig. 1 bis 4.)

Fig. 1.

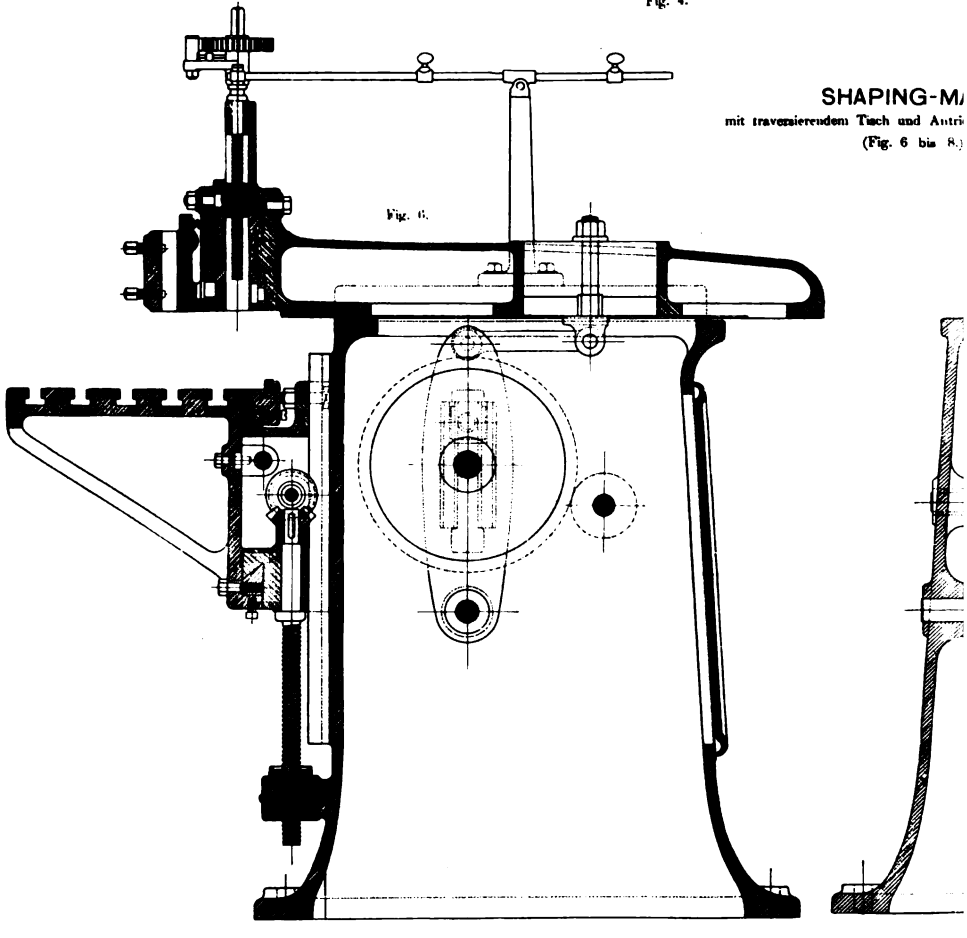


SHAPING-M

mit travesierendem Tisch und Antri

(Fig. 6 bis 8.)

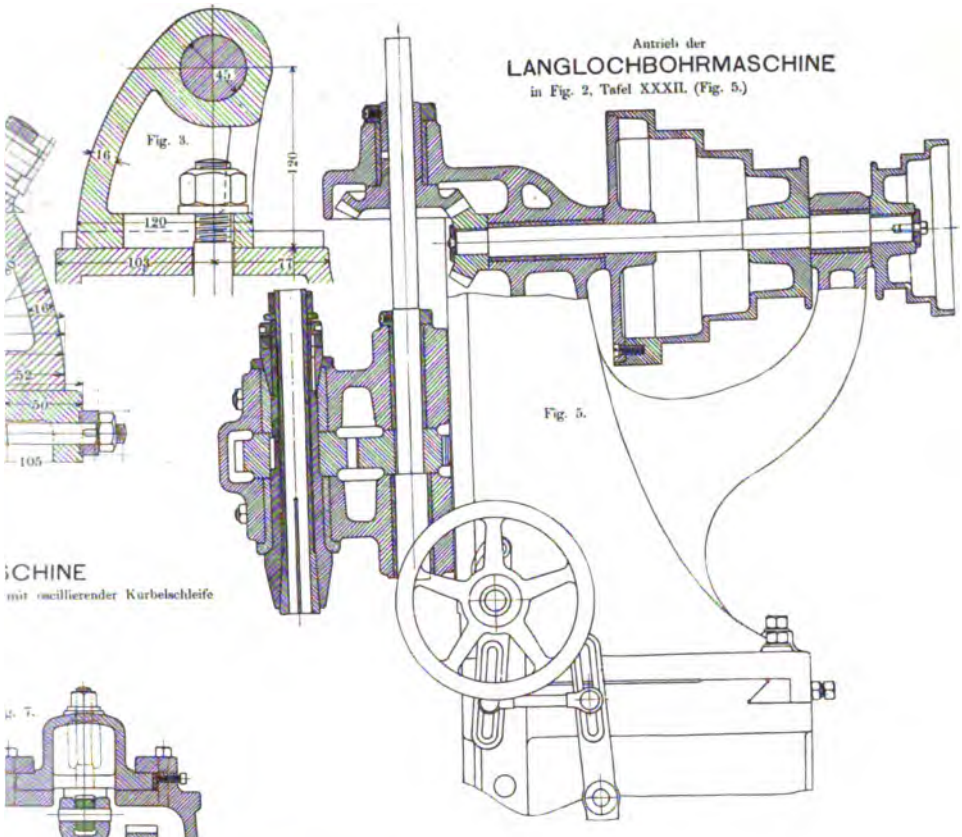
Fig. 6.



Antrieb der

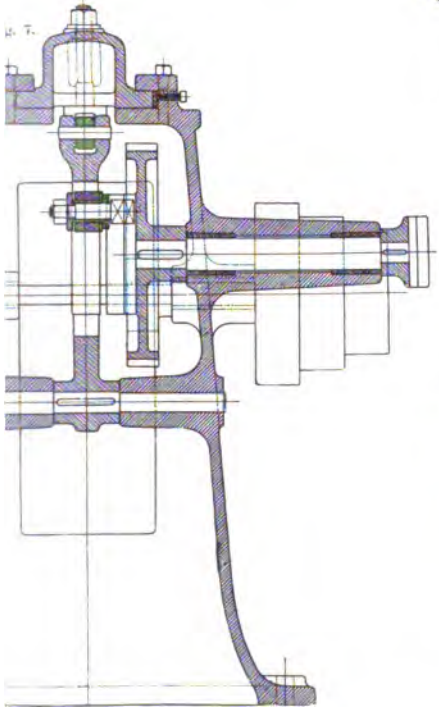
LANGLOCHBOHRMASCHINE

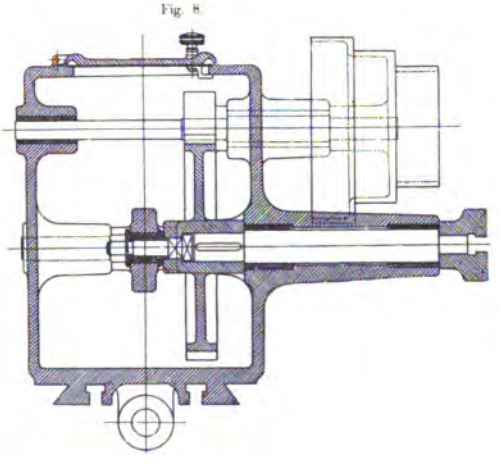
in Fig. 2, Tafel XXXII. (Fig. 5.)

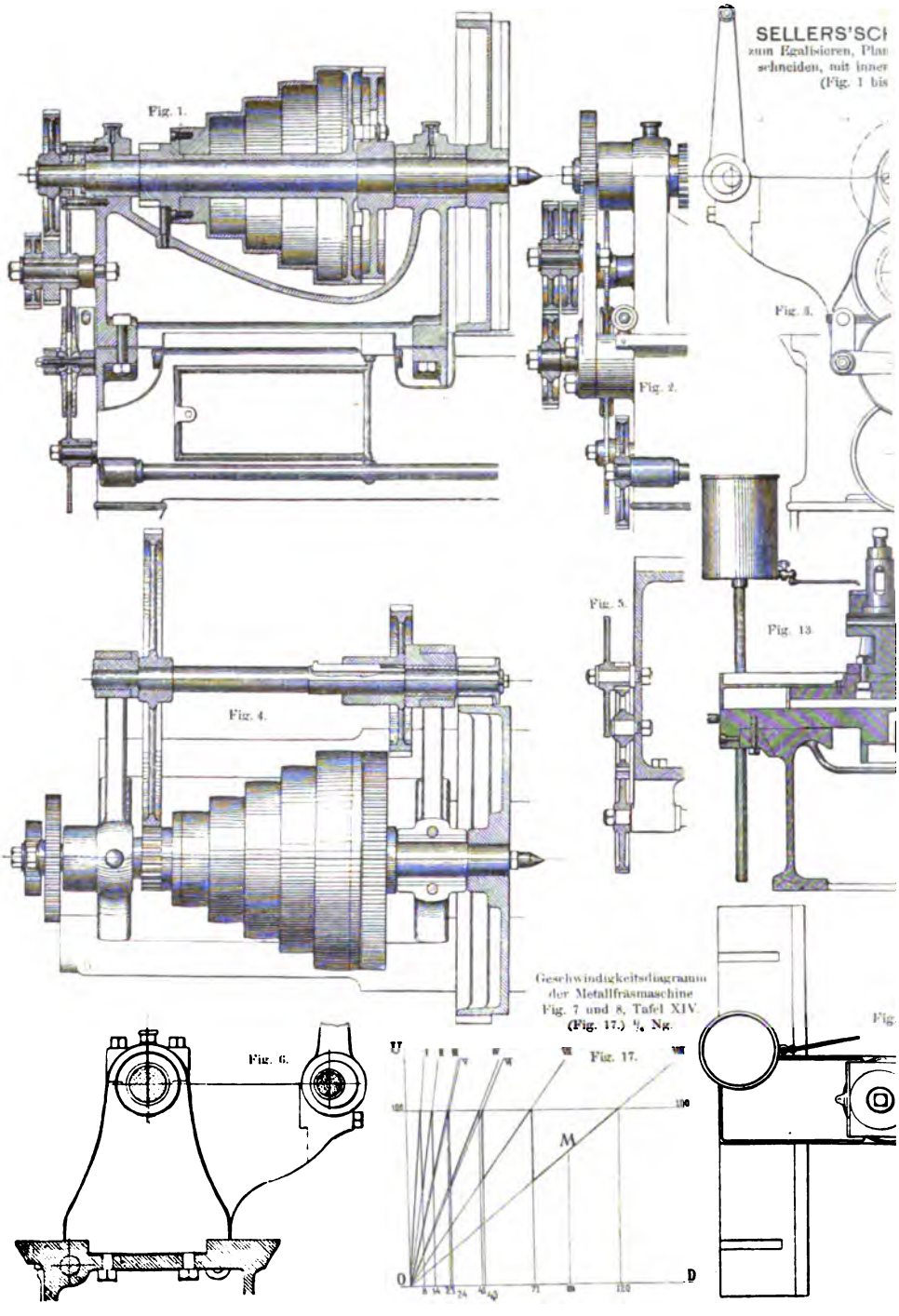


SCHINE

mit oscillierender Kurbelschleife

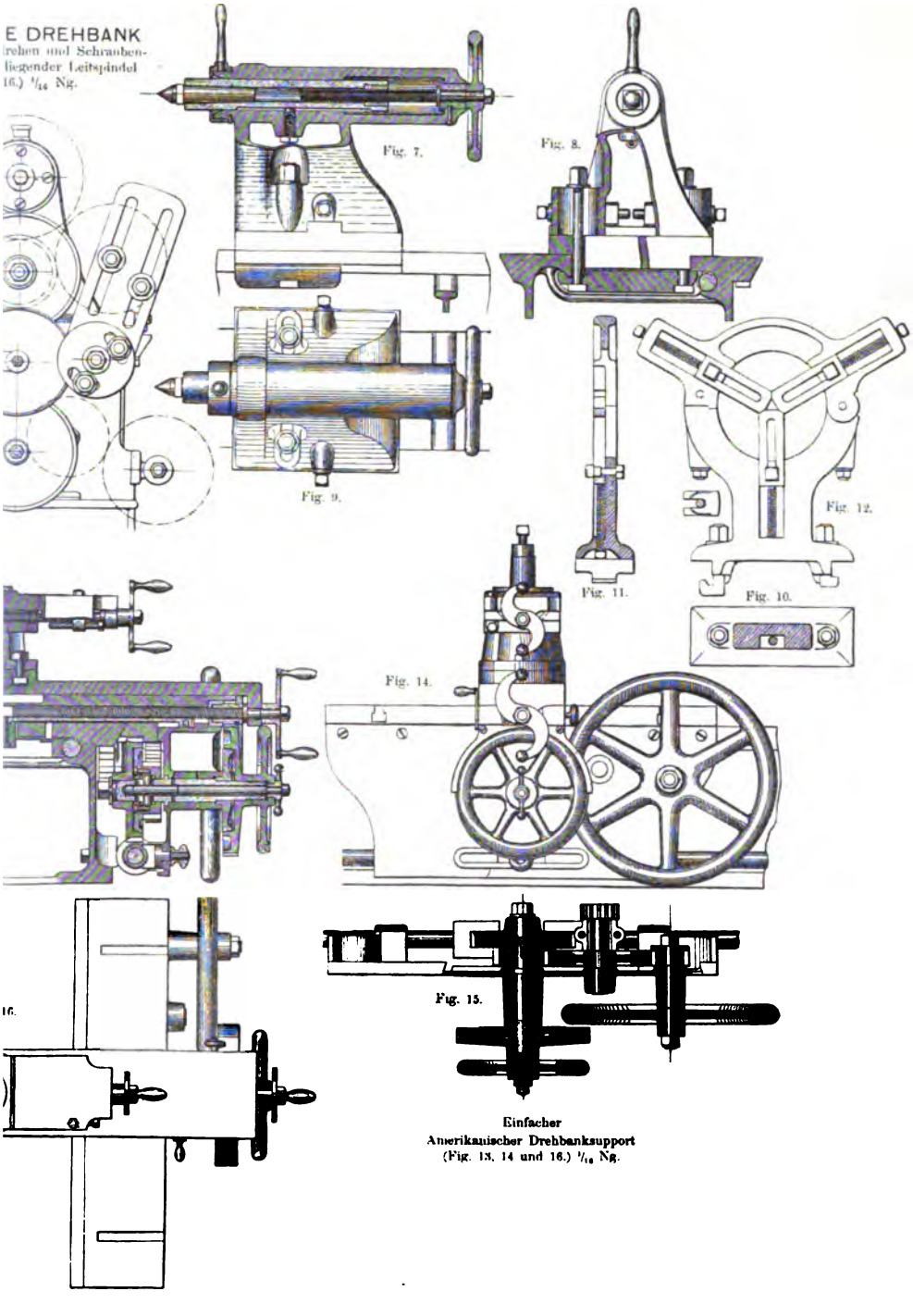






Geschwindigkeitsdiagramm der Metallfräsmaschine Fig. 7 und 8, Tafel XIV. (Fig. 17.) ¼ Ng.

E DREHBANK
rehen und Schrauben-
liegender Leitspindel
16.) 1/14 Ng.



Einfacher
Amerikanischer Drehbanksupport
(Fig. 13, 14 und 16.) 1/10 Ng.

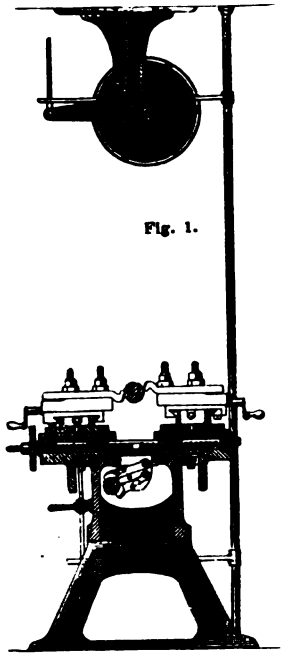


Fig. 1.

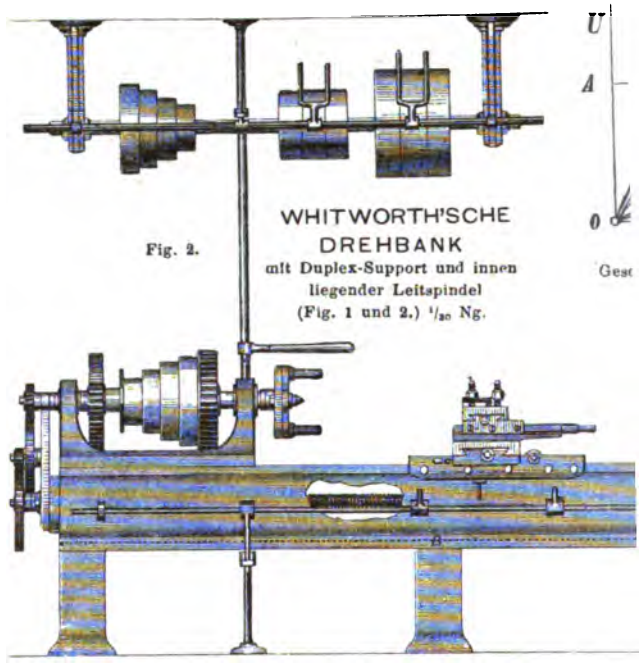


Fig. 2.

WHITWORTH'SCHE DREHBANK
mit Duplex-Support und innen liegender Leitspindel
(Fig. 1 und 2.) 1/30 Ng.

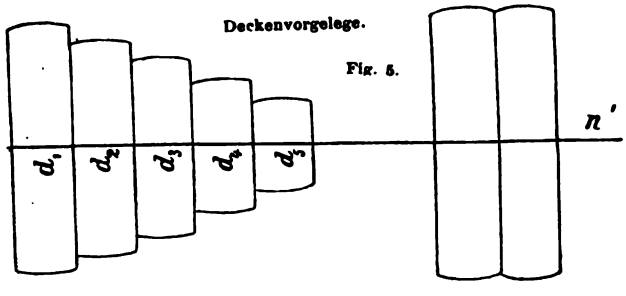
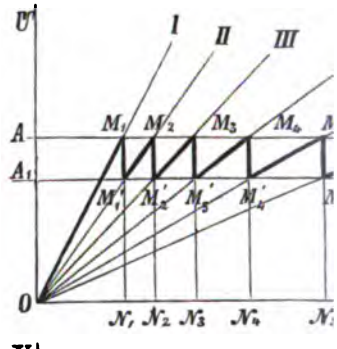


Fig. 5.



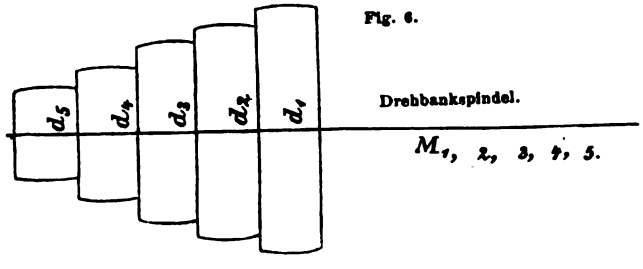
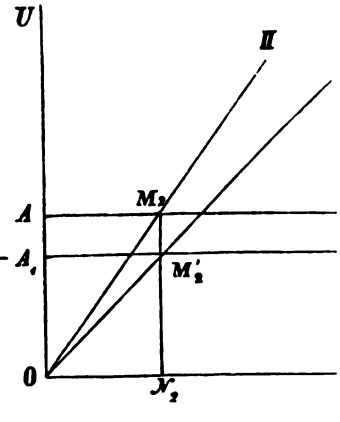


Fig. 6.



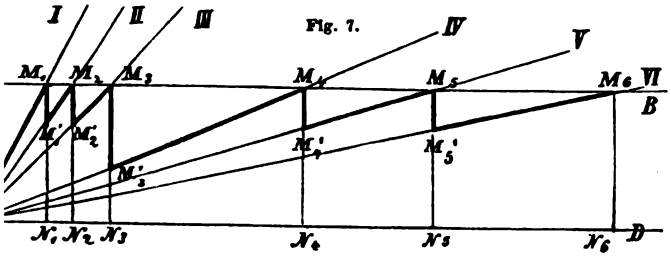


Fig. 7.

...windigkeits-Diagramm
(Fig. 7 bis 10.)

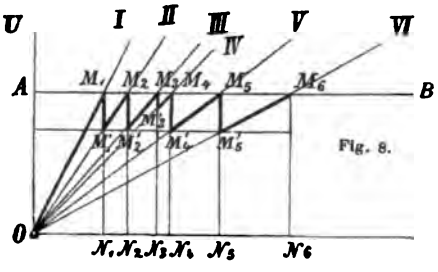


Fig. 8.

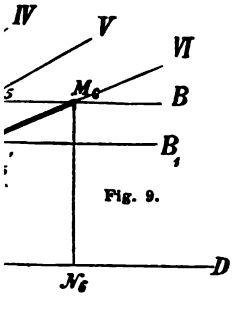


Fig. 9.

Fig. 10

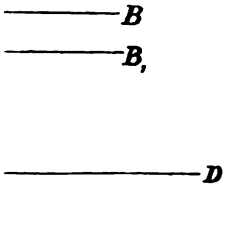


Fig. 4.

Umdrehungszahllinie zu Fig. 8
(Fig. 4.) Ng.

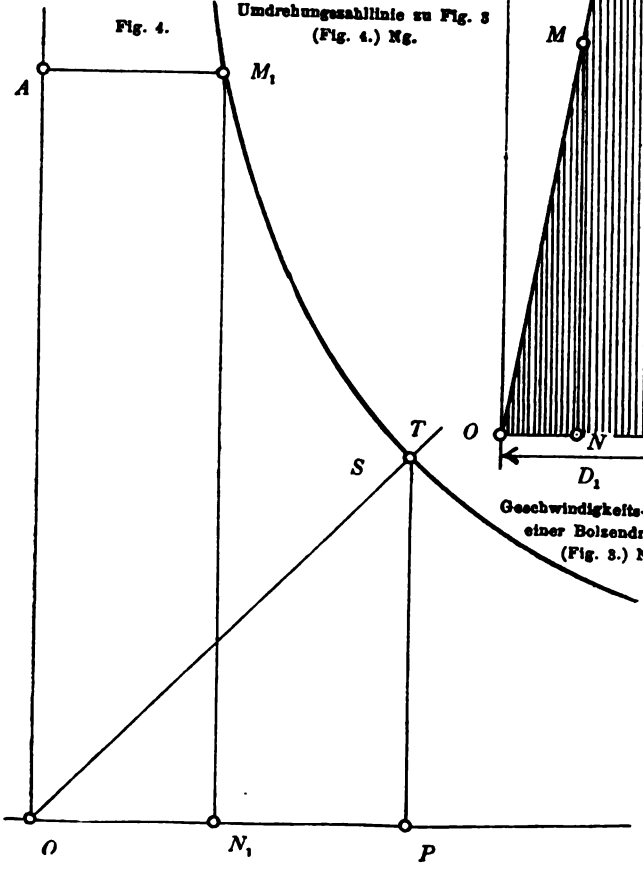
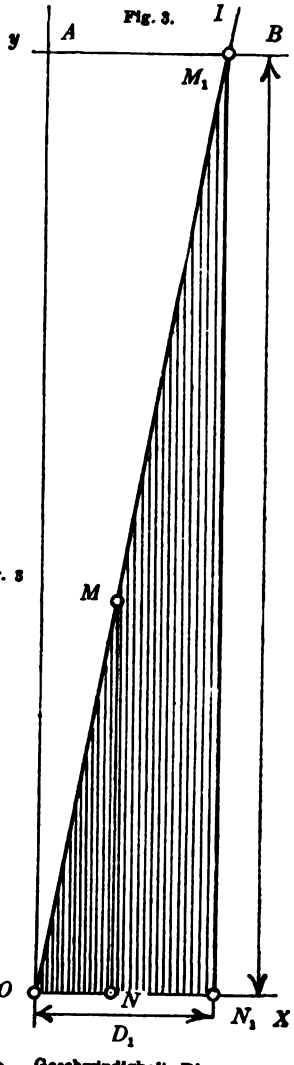
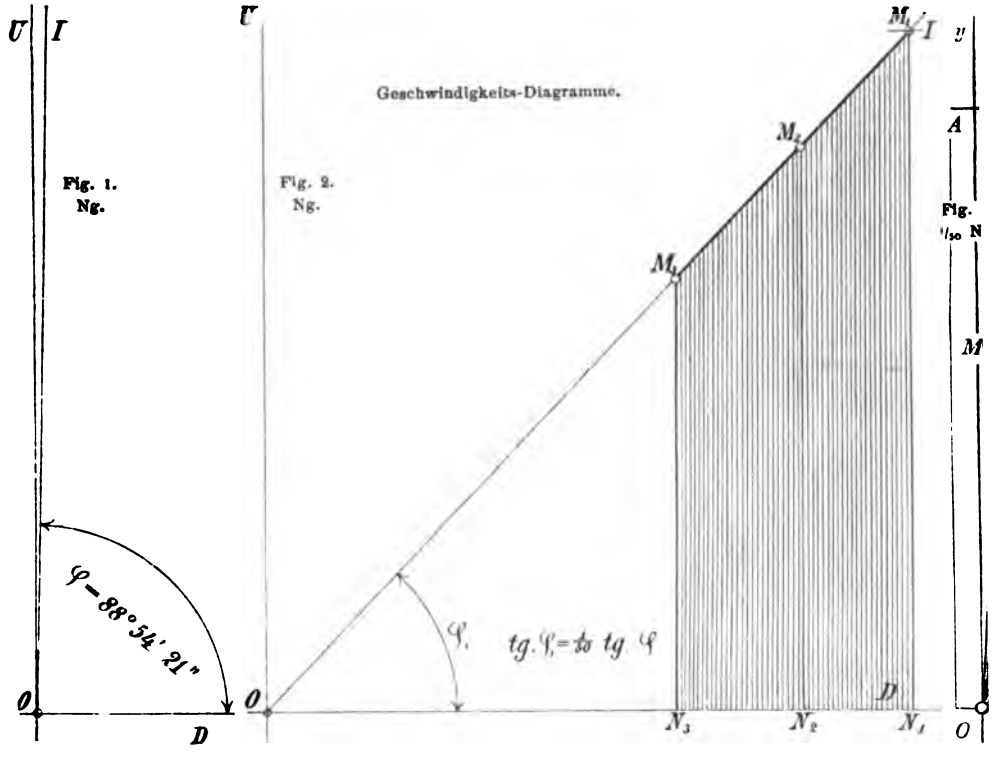
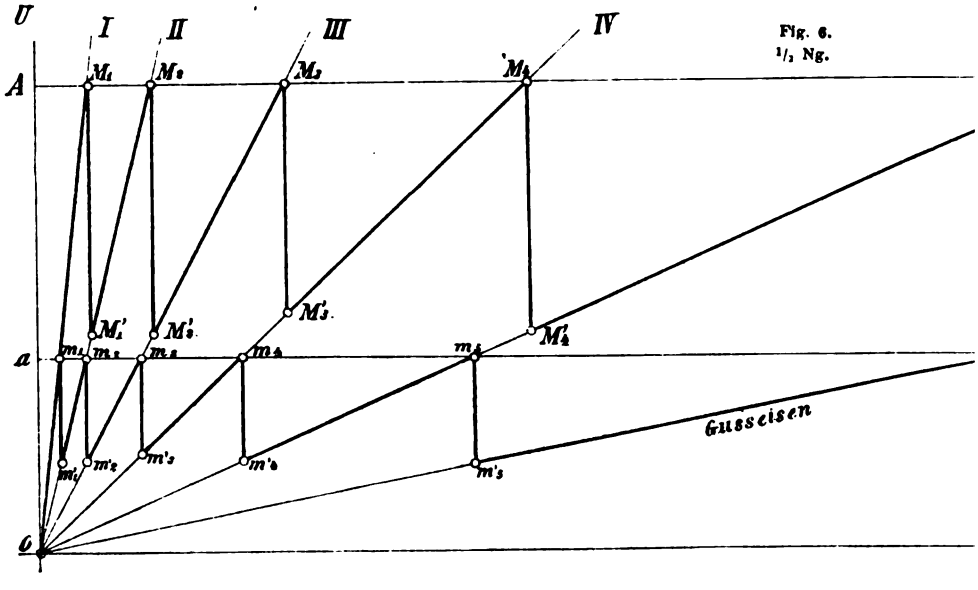


Fig. 3.



Geschwindigkeits-Diagramm
einer Bolzendrehbank
(Fig. 3.) Ng.


U
I
Fig. 1.
Ng.
φ = 88° 54' 21"
O
D
U
Fig. 2.
Ng.
Geschwindigkeits-Diagramme.
M₁
M₂
M₃
I
y
A
Fig.
1/50 N
M
φ₁
tg. φ₁ = 1/50 tg. φ
O
N₃
N₂
N₁
D
O


U
I
II
III
IV
Fig. 6.
1/2 Ng.
A
M₁
M₂
M₃
M₄
M'₁
M'₂
M'₃
M'₄
a
m₁
m₂
m₃
m₄
m₅
m'₁
m'₂
m'₃
m'₄
m'₅
Gusseisen
O

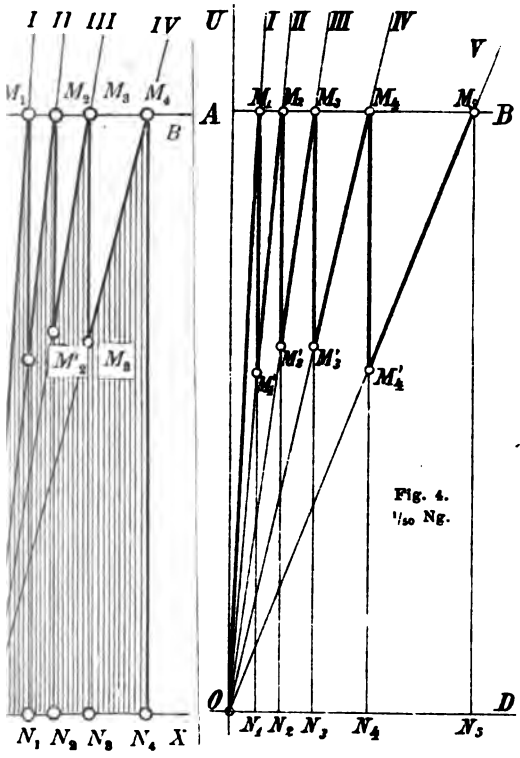
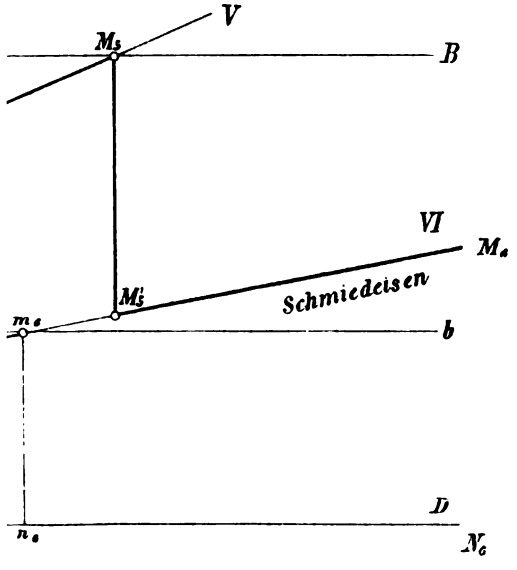


Fig. 4.
1/50 Ng.



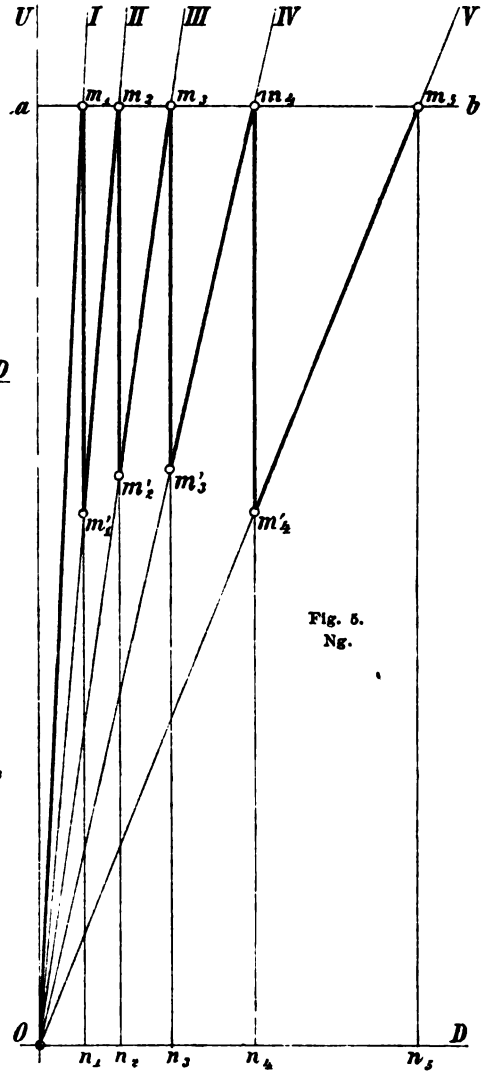
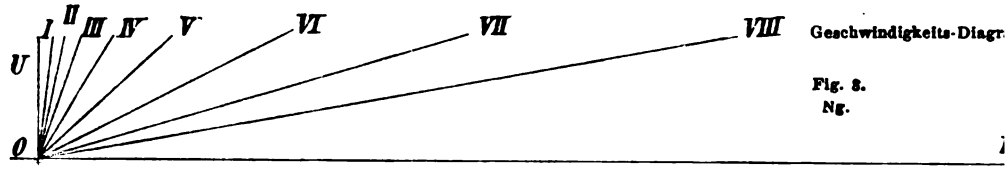


Fig. 5.
Ng.



Geschwindigkeits-Diagr.

Fig. 3.
Ng.

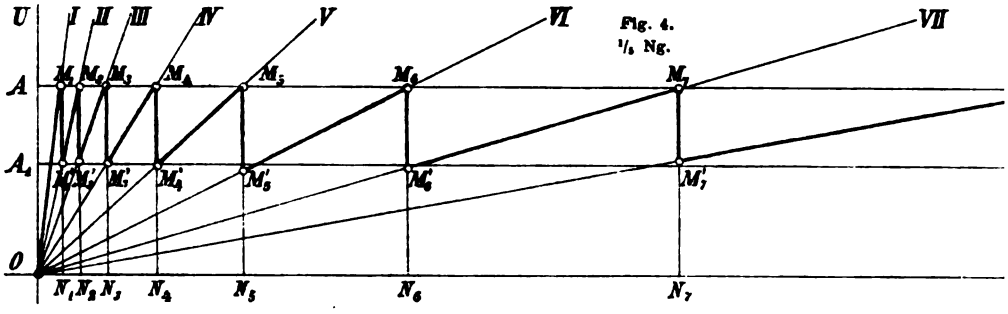


Fig. 4.
1/5 Ng.

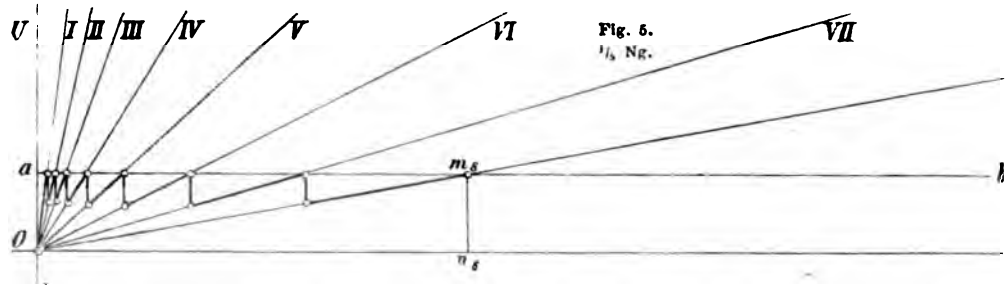


Fig. 5.
1/5 Ng.

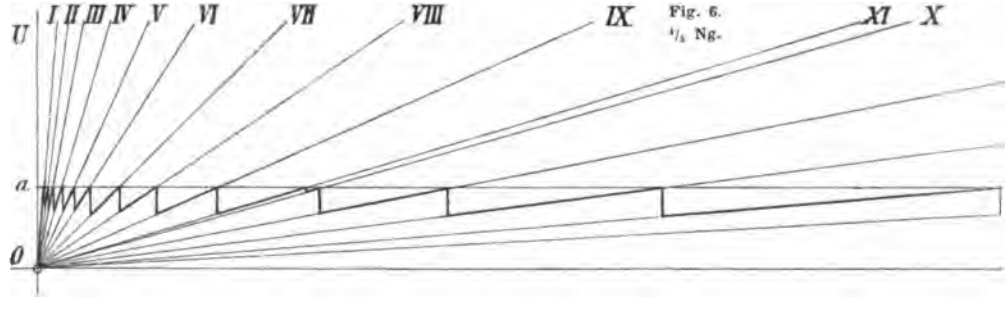
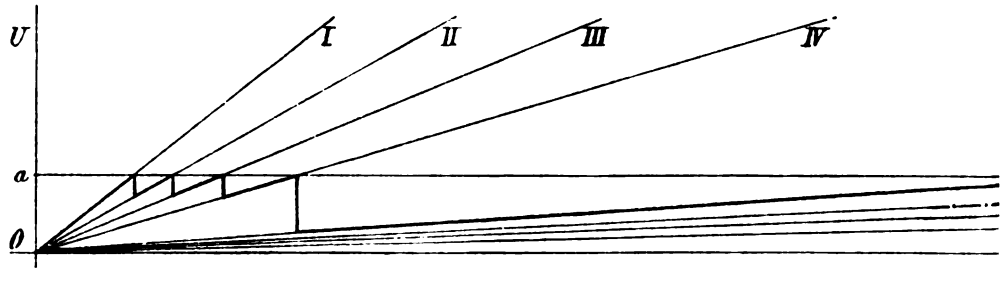


Fig. 6.
1/5 Ng.



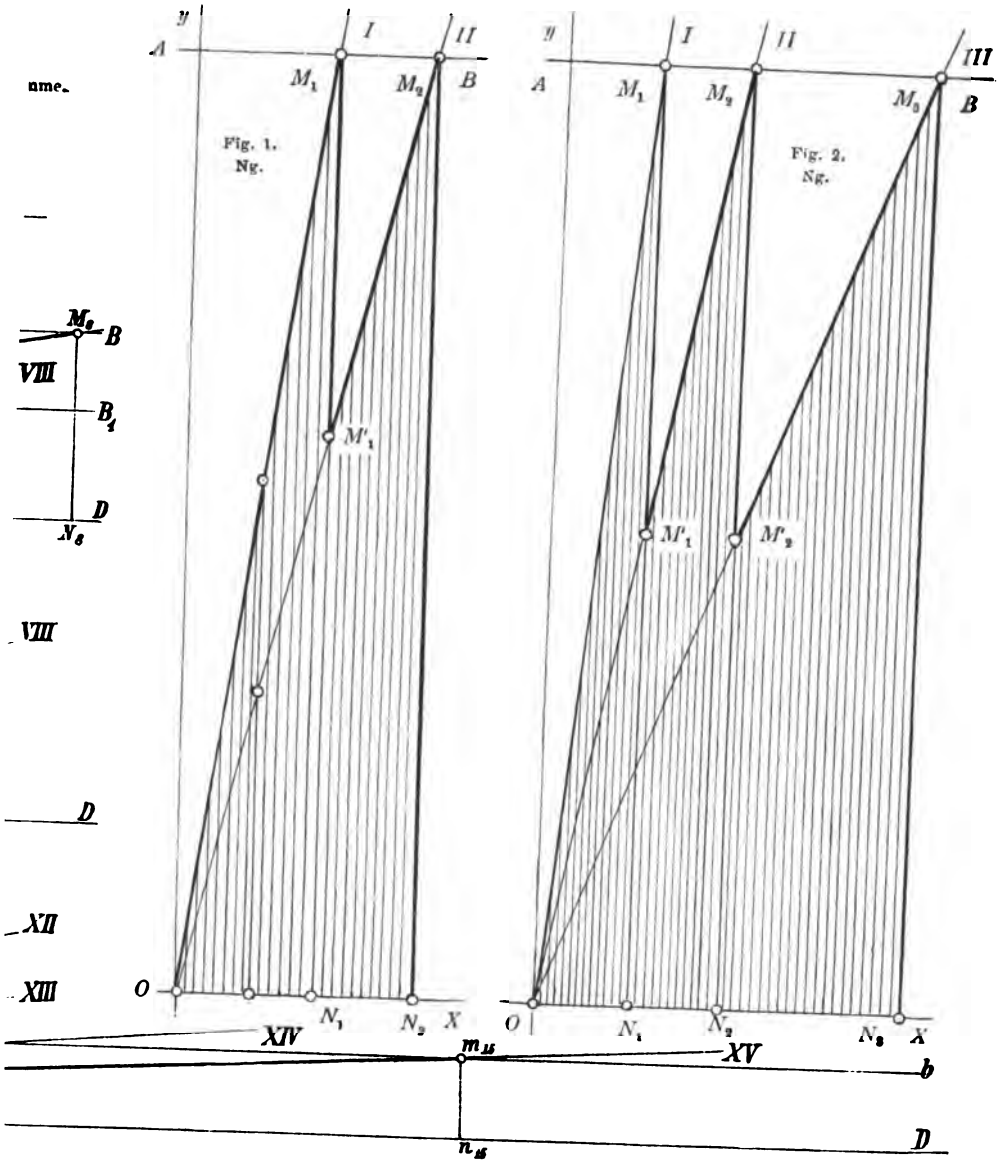
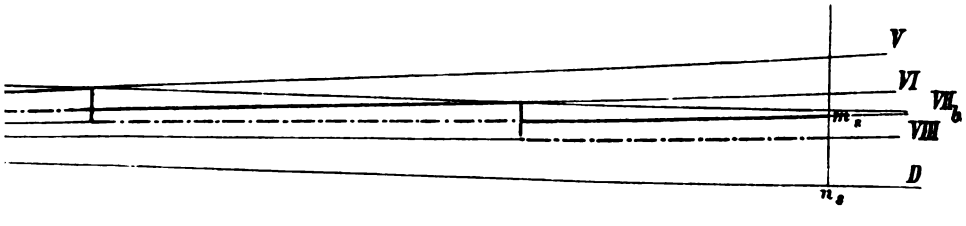
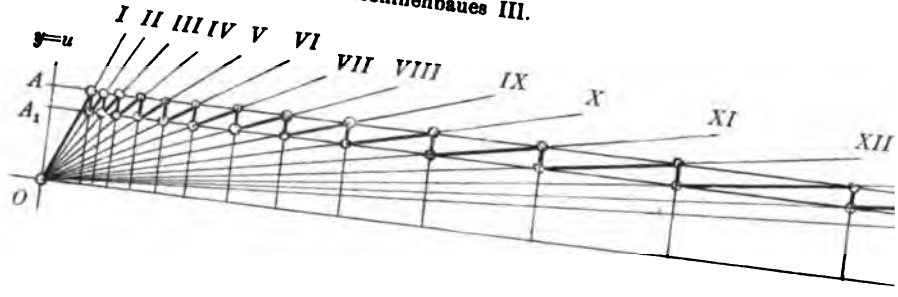
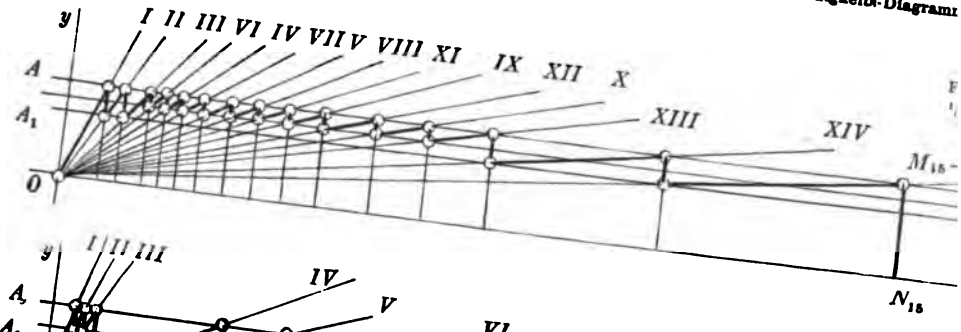

y
A
I
II
III
B
M_1
M_2
M_3
Fig. 1.
Ng.
Fig. 2.
Ng.
M'_1
M'_2
O
N_1
N_2
N_3
X
VIII
D
XII
XIII
XIV
XV
m_{15}
n_{15}
b

Fig. 7.
1/5 Ng.


V
VI
VII
VIII
D
m_8
n_8



Geschwindigkeits-Diagramm



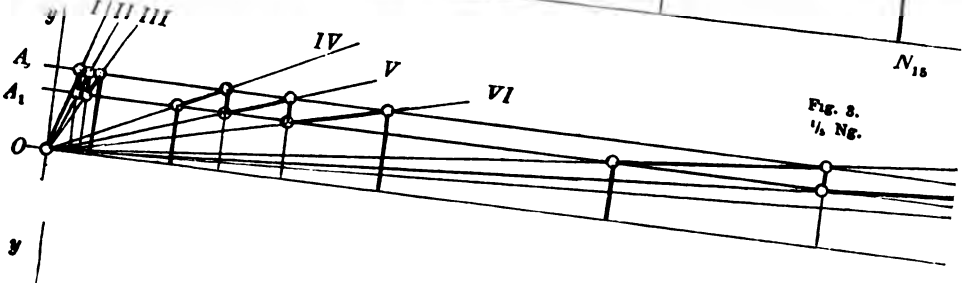


Fig. 8.
1/5 Ng.

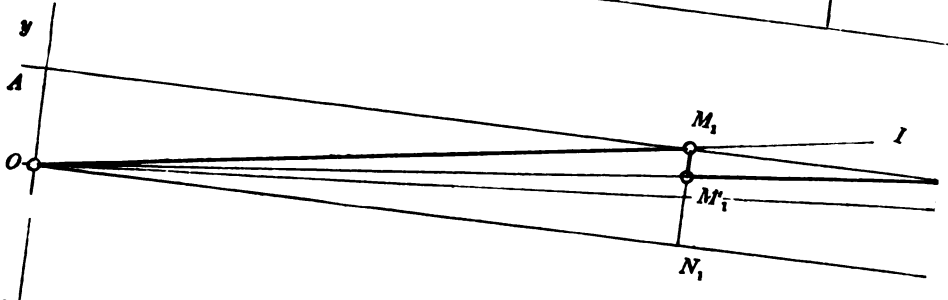
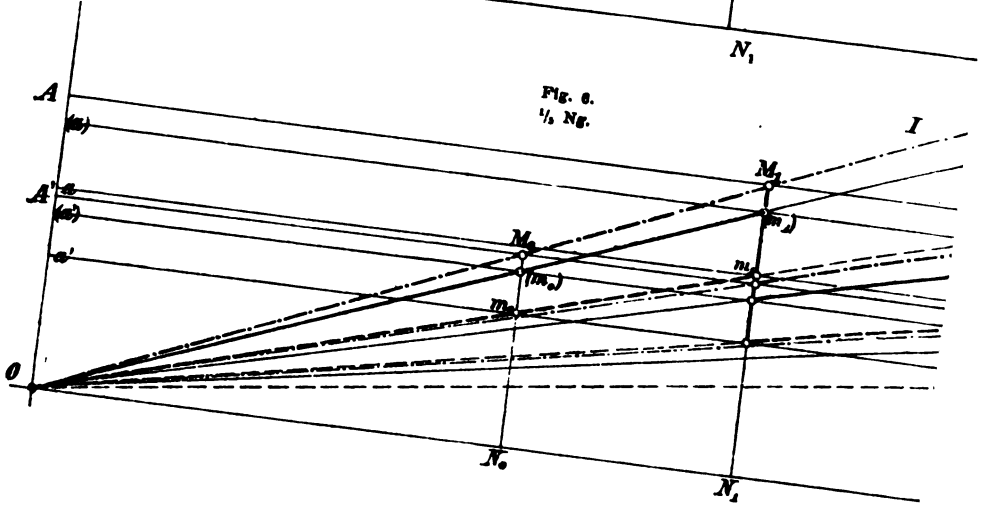


Fig. 9.
1/5 Ng.



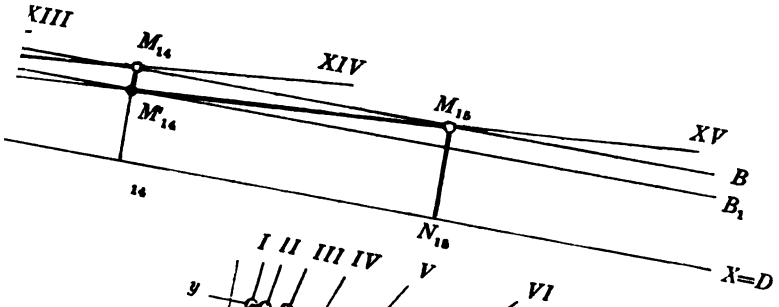


Fig. 1.
1/2 NG.

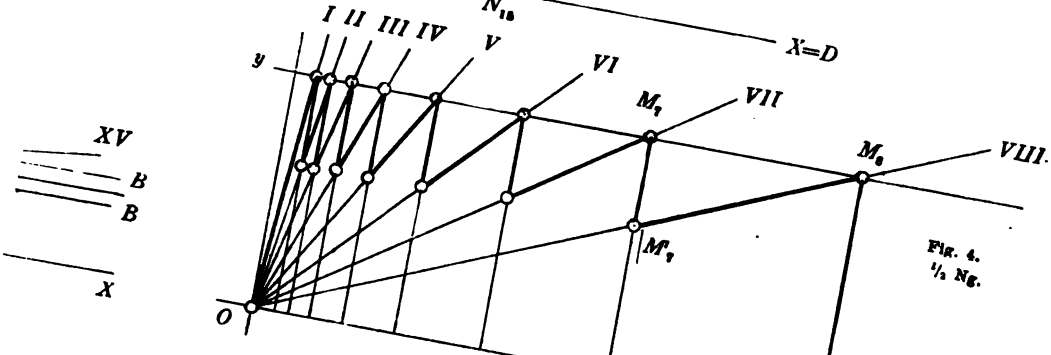
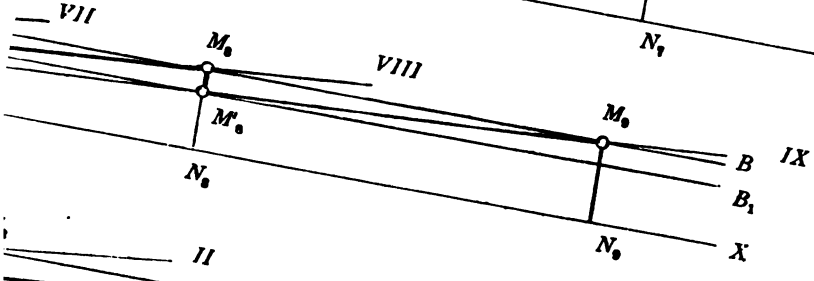


Fig. 4.
1/2 NG.



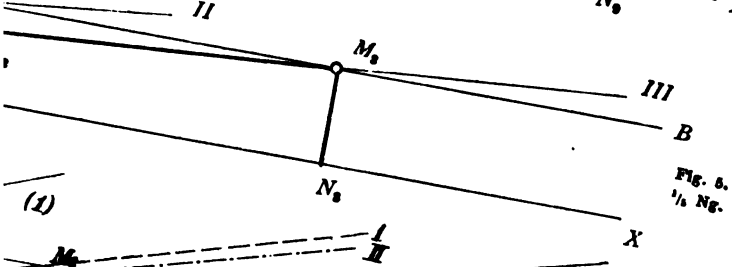
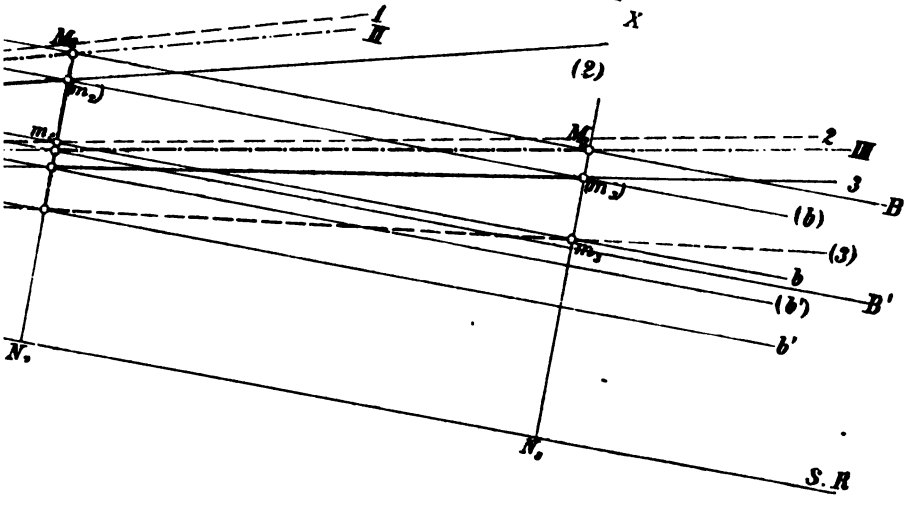
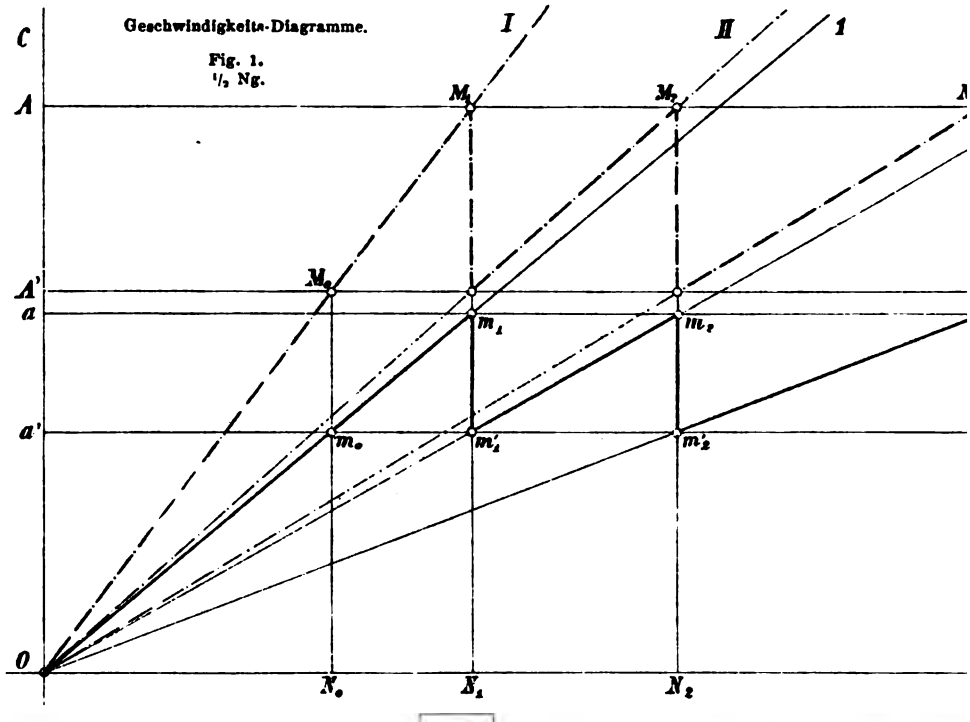
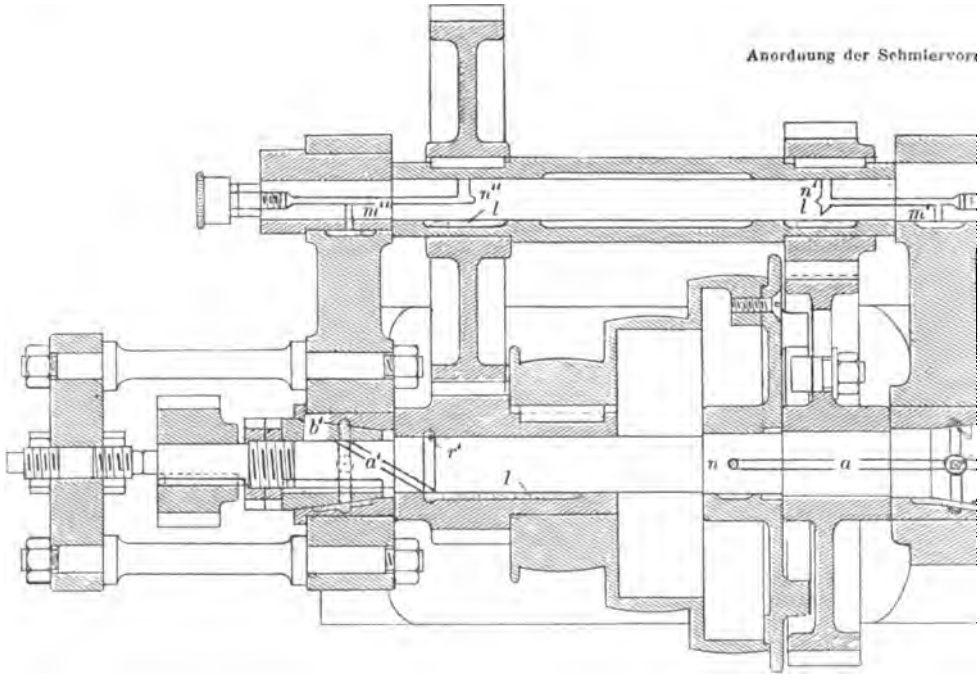
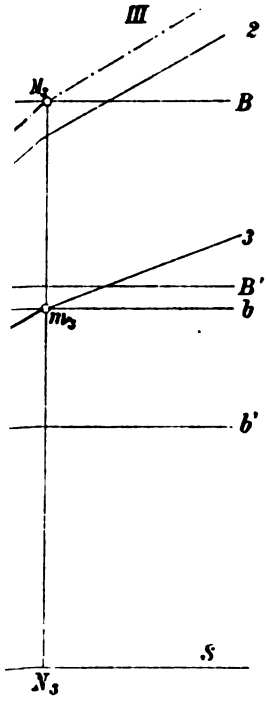


Fig. 6.
1/2 NG.




Geschwindigkeits-Diagramme.
Fig. 1.
1/2 Ng.
C
A
A'
a
a'
0
I
II
1
M1
M2
M0
m1
m2
m0
m'1
m'2
N0
N1
N2


Anordnung der Schmiervor
n''
l
m''
n'
l
m'
b'
a'
r'
l
n
a



orrichtungen (Fig. 2 bis 5.)

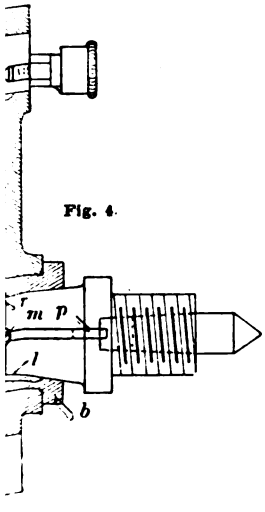


Fig. 4.

Fig. 2.

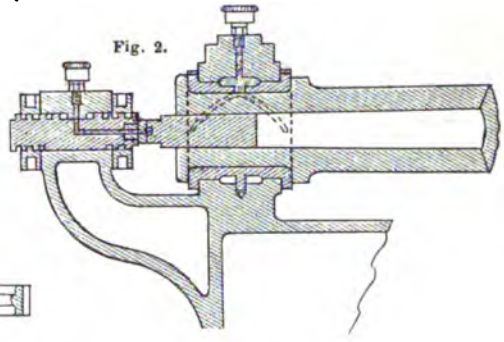


Fig. 3.

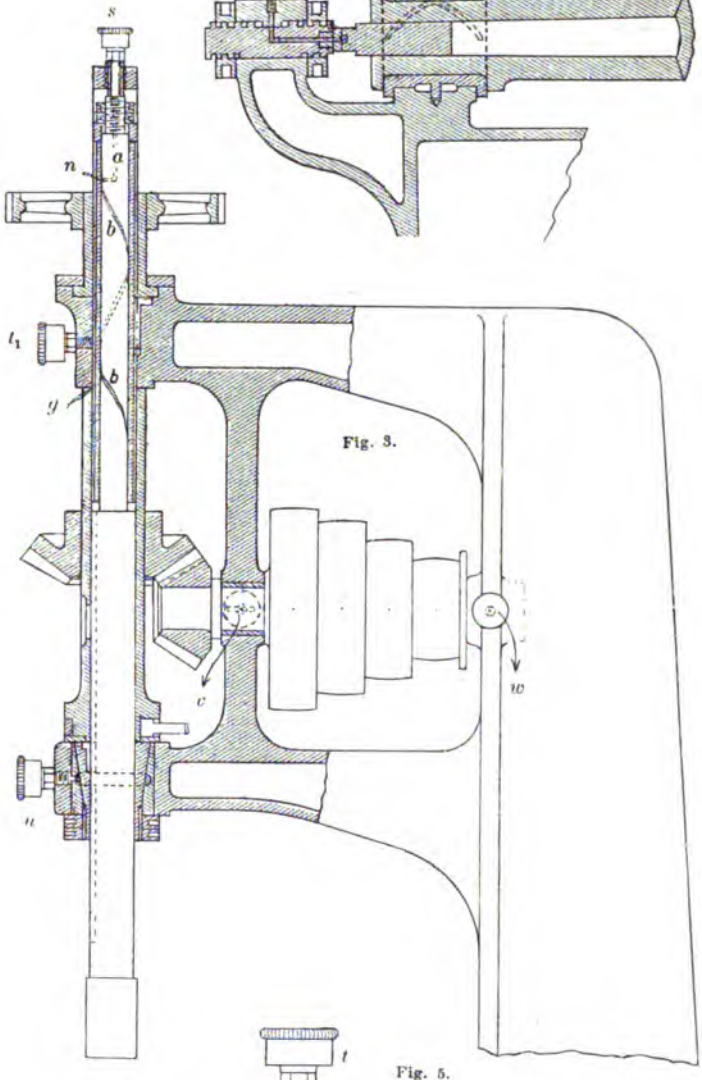
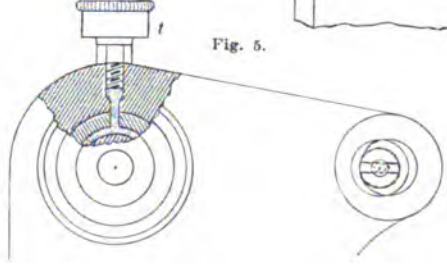


Fig. 5.



HORIZONTAL-BOHRMASCHINE

(Fig. 1 bis 4.)

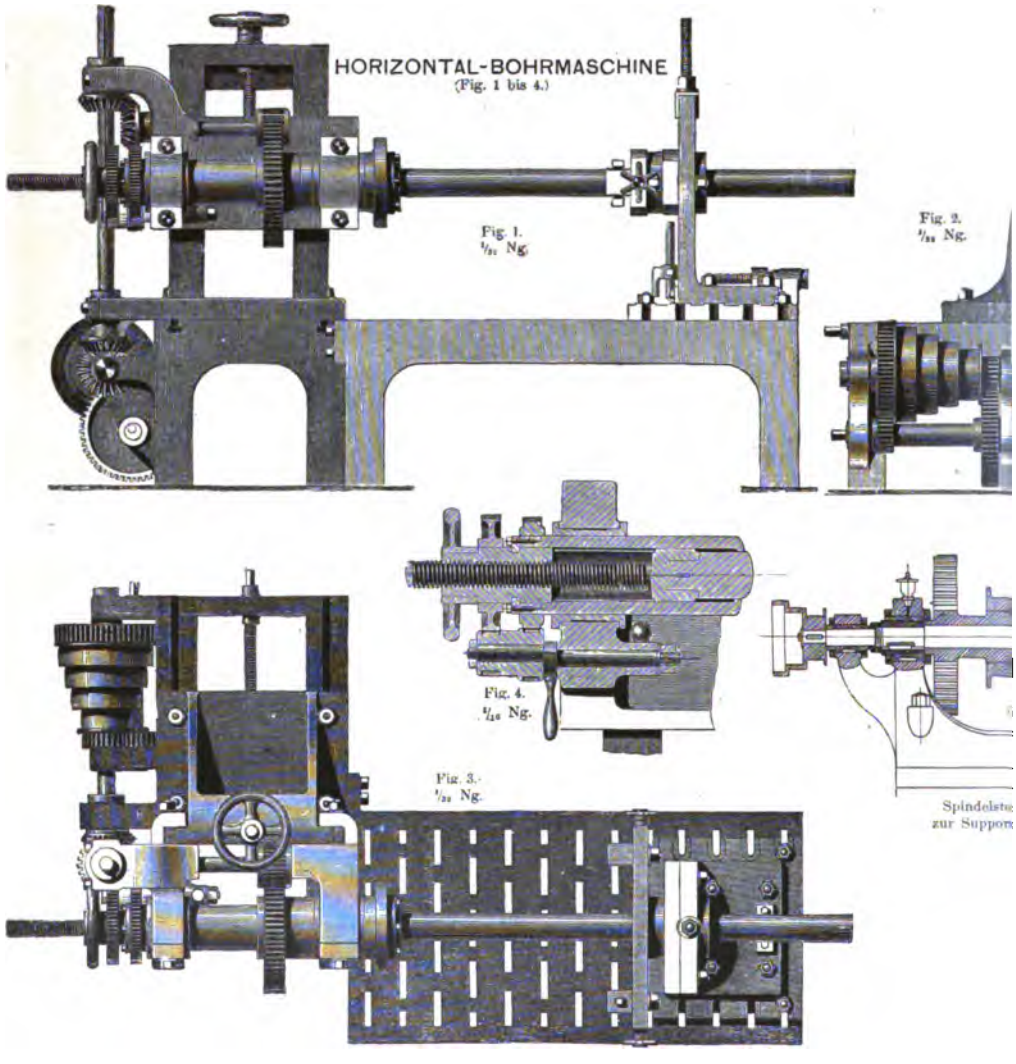


Fig. 1. 1/20 Ng.

Fig. 2. 1/20 Ng.

Fig. 3. 1/20 Ng.

Fig. 4. 1/10 Ng.

Spindelste zur Suppor

SUPPORTDREHBANK

mit Reversiervorrichtung am Drehbankschloss

(Fig. 5.) 1/40 Ng.

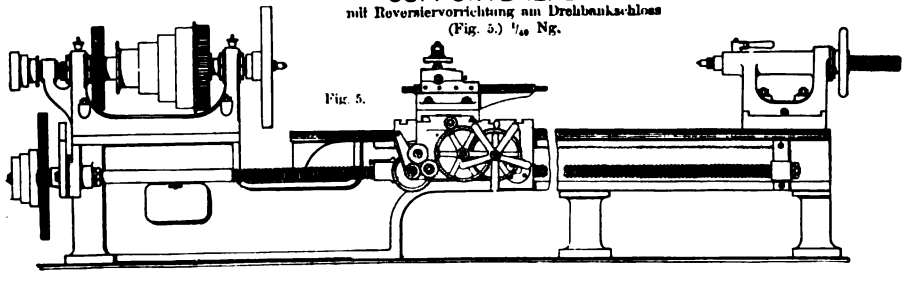


Fig. 5.

Kleine
LANGLOCHBOHRMASCHINE
mit traversierendem Supporttisch
(Fig. 7 und 8.) 1/10 Ng.

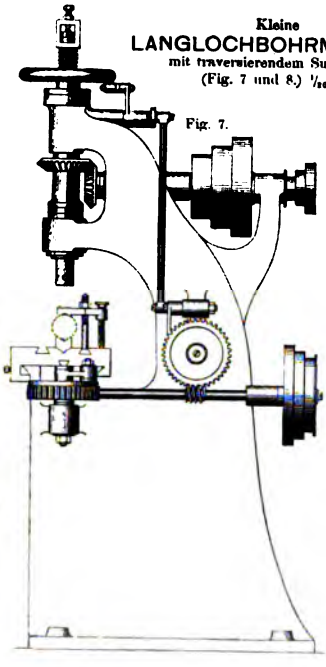


Fig. 7.

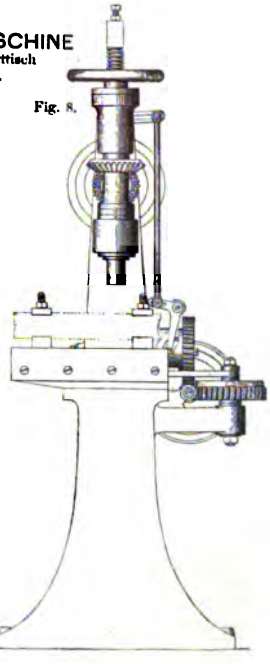
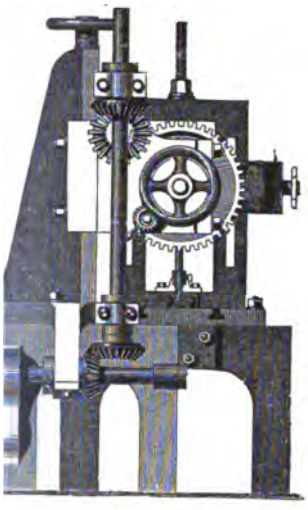


Fig. 8.



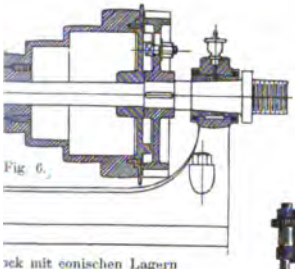
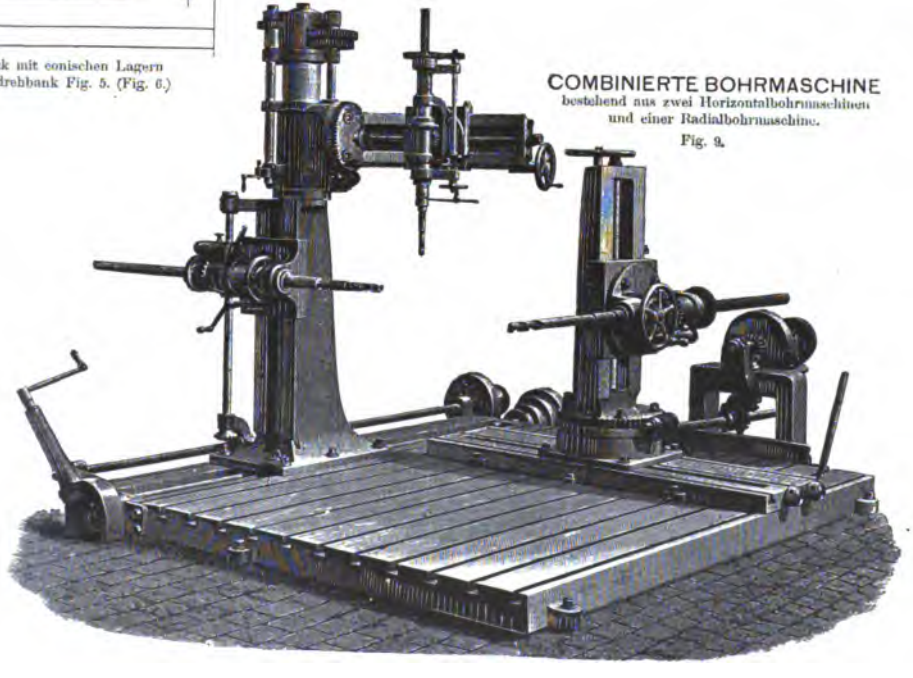


Fig. 6.

ɔck mit conischen Lagern
ɪdrehbank Fig. 5. (Fig. 6.)

COMBINIERTE BOHRMASCHINE
bestehend aus zwei Horizontalbohrmaschinen
und einer Radialbohrmaschine.
Fig. 9.



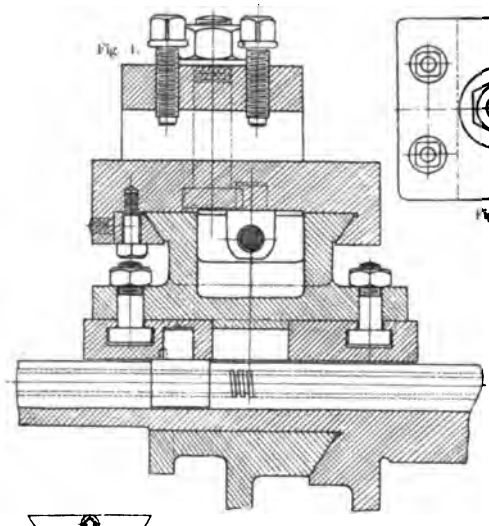


Fig. 1.

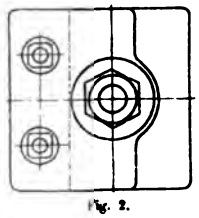


Fig. 2.

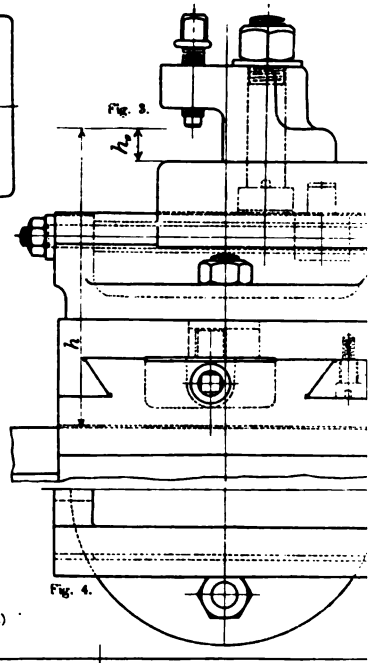


Fig. 4.

Support-Construction für eine Drehbank (Fig. 1 bis 4.)

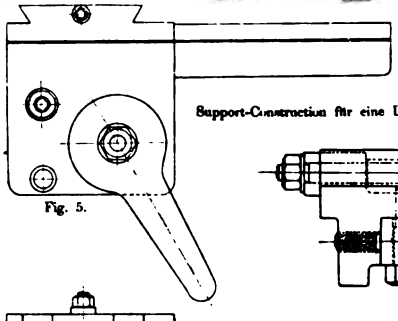


Fig. 5.

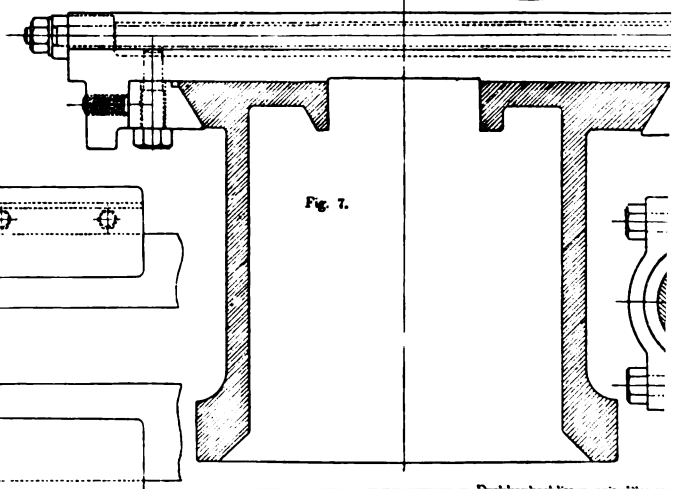


Fig. 7.

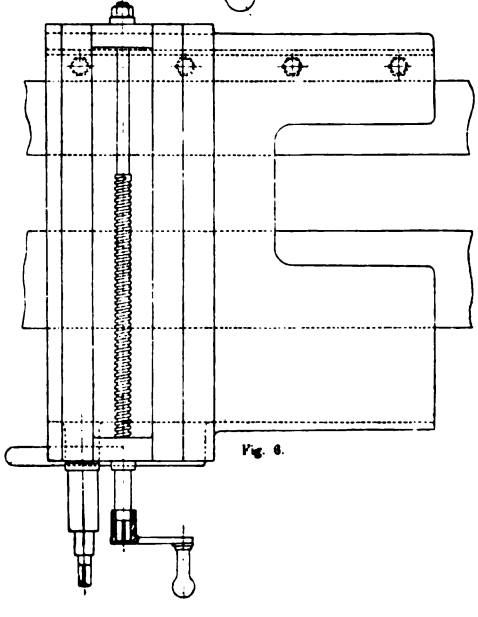


Fig. 6.

Drehbankschlitten mit Plans

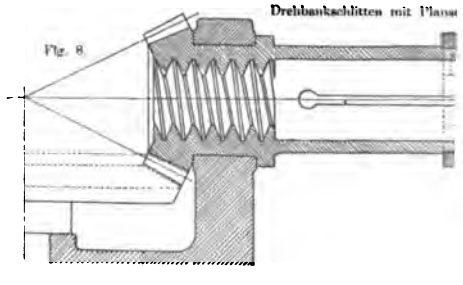


Fig. 8.

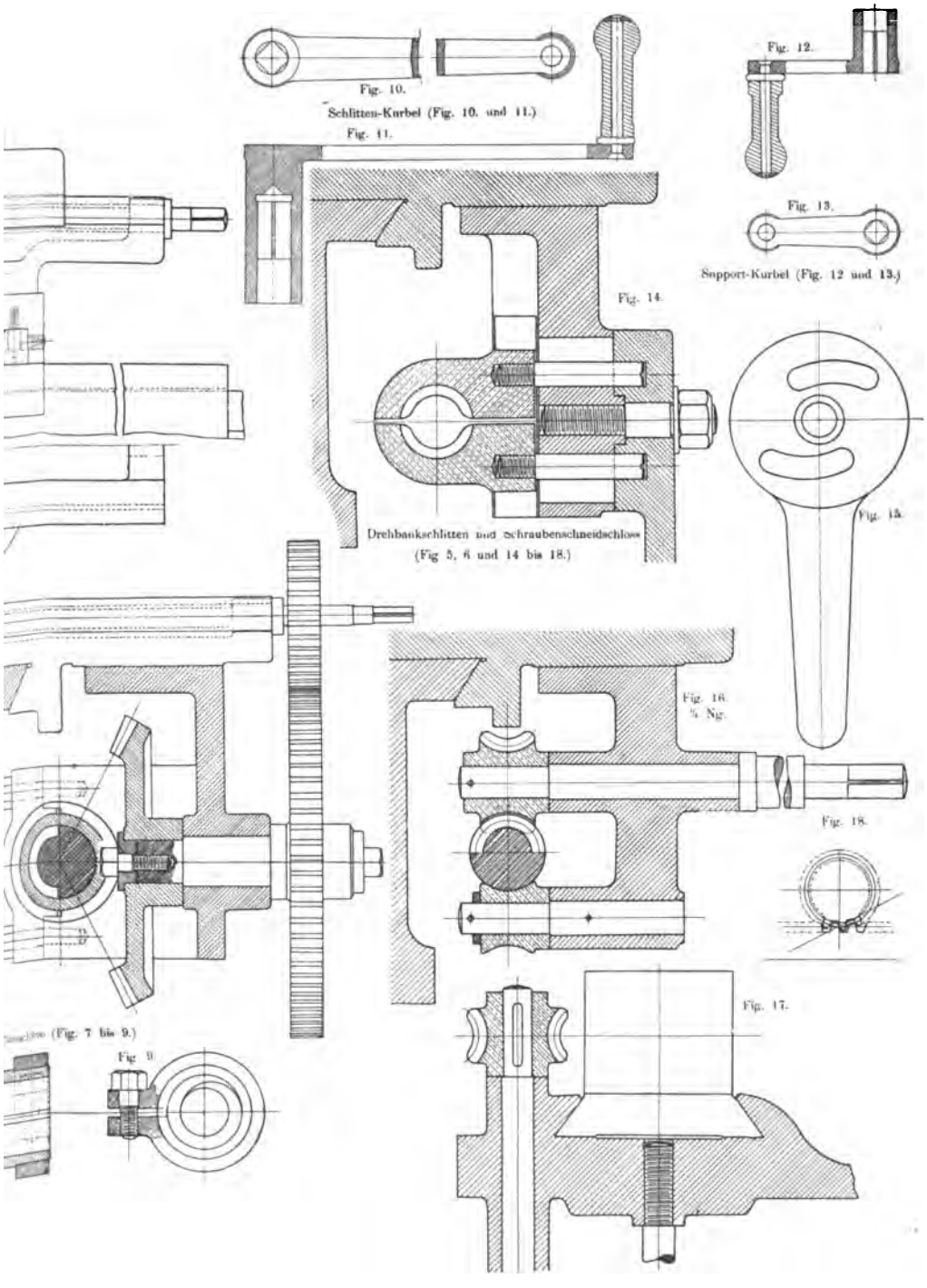
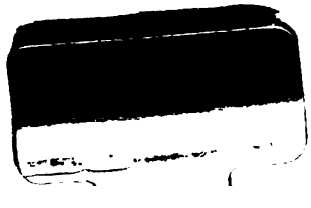


Fig. 10.
Schlitten-Kurbel (Fig. 10. und 11.)
Fig. 11.
Fig. 12.
Fig. 13.
Support-Kurbel (Fig. 12 und 13.)
Fig. 14.
Drehbankschlitten und Schraubenschneidschloss
(Fig 5, 6 und 14 bis 18.)
Fig. 15.
Fig. 16.
¼ Ng.
Fig. 18.
Fig. 17.
(Fig. 7 bis 9.)
Fig. 9

89088916580

b89088916580a

K.F. WENDT LIBRARY
UW COLLEGE OF ENGR.
215 N. RANDALL AVENUE
MADISON, WI 53706



89088916580

B89088916580A